

UNIVERSITÉ DE SHERBROOKE

Faculté de génie

Département de génie mécanique

RETROFIT DE SYSTÈMES DE REVALORISATION DE CHALEUR INDUSTRIELLE À BASSE TEMPÉRATURE PAR OPTIMISATION EXERGO-ÉCONOMIQUE

Mémoire de maîtrise

Spécialité : génie mécanique

Mark-André DESLAURIERS

Jury : Mikhail SORIN (directeur)

Bernard MARCOS

Hachimi FELLOUAH

Sébastien PONCET

RÉSUMÉ

Ce projet porte, dans un souci d'efficacité énergétique, sur la récupération d'énergie des rejets thermiques à basse température. Une analyse d'optimisation des technologies dans le but d'obtenir un système de revalorisation de chaleur rentable fait objet de cette recherche. Le but sera de soutirer la chaleur des rejets thermiques et de la réappliquer à un procédé industriel.

Réduire la consommation énergétique d'une usine entre habituellement en conflit avec l'investissement requis pour les équipements de **revalorisation de chaleur**. Ce projet de maîtrise porte sur l'application d'**optimisations multiobjectives** par algorithme génétique (GA) pour faciliter le design en retrofit des systèmes de revalorisation de chaleur industrielle. L'originalité de cette approche consiste à l'emploi du «fast non-dominant sorting genetic algorithm» ou **NSGA-II** dans le but de trouver les solutions optimales entre la valeur capitale et les pertes exergetiques des **réseaux d'échangeurs de chaleur** et de pompes à chaleur. Identifier les solutions optimales entre le coût et l'efficacité exergetique peut ensuite aider dans le processus de sélection d'un design approprié en considérant les coûts énergétiques. Afin de tester cette approche, une étude de cas est proposée pour la récupération de chaleur dans une usine de pâte et papier. Ceci inclut l'intégration d'**échangeur de chaleur Shell&tube**, d'**échangeur à contact direct** et de **pompe à chaleur** au réseau thermique existant.

Pour l'étude de cas, le projet en collaboration avec Cascades est constitué de deux étapes, soit de ciblage et d'optimisation de solutions de retrofit du réseau d'échangeur de chaleur de l'usine de tissus Cascades à Kinsley Falls.

L'étape de ciblage, basée sur la méthode d'**analyse du pincement**, permet d'identifier et de sélectionner les modifications de topologie du réseau d'échangeurs existant en y ajoutant de nouveaux équipements. Les scénarios résultants passent ensuite à l'étape d'optimisation où les modèles mathématiques pour chaque nouvel équipement sont optimisés afin de produire une courbe d'échange optimal entre le critère économique et exergetique.

Pourquoi doubler l'analyse économique d'un critère d'exergie? D'abord, parce que les modèles économiques sont par définition de nature imprécise. Coupler les résultats des modèles économiques avec un critère exergetique permet d'identifier des solutions de retrofit plus efficaces sans trop s'éloigner d'un optimum économique. Ensuite, le rendement exergetique permet d'identifier les designs utilisant l'énergie de haute qualité, telle que l'électricité ou la vapeur, de façon plus efficace lorsque des sources d'énergie de basse qualité, telles que les effluents thermiques, sont disponibles. Ainsi en choisissant un design qui détruit moins d'exergie, il demandera un coût énergétique moindre. Les résultats de l'étude de cas publiés dans l'article montrent une possibilité de réduction des coûts en demande de vapeur de 89% tout en réduisant la destruction d'exergie de 82%. Dans certains cas de retrofit, la solution la plus justifiable économiquement est également très proche de la solution à destruction d'exergie minimale.

L'analyse du réseau d'échangeurs et l'amélioration de son rendement exergetique permettront de justifier l'intégration de ces systèmes dans l'usine. Les diverses options pourront ensuite être considérées par Cascades pour leurs faisabilités technologiques et économiques sachant qu'elles ont été optimisées.

REMERCIEMENTS

Je tiens à remercier mes codirecteurs, Mikhail Sorin, Bernard Marcos et Marc-André Richard, pour leurs expertise, encouragements et patience tout le long de ce projet. Aussi mes collègues de maîtrise, Romain Loeb et Rémy Poirier, pour leur soutien tout le long du programme de maîtrise.

Ce projet fait part du programme de bourses en recherche et développement (CRD) à l'Université de Sherbrooke. Les partis contribuant sont le CRSNG, Hydro Québec, Rio Tinto Alcan et Ressources naturelles Canada CanmetENERGY. Ce projet est en collaboration avec le laboratoire des technologies de l'énergie (LTE) d'Hydro-Québec et le groupe d'intervention en énergie (GIE) Cascades.

TABLE DES MATIÈRES

RÉSUMÉ	i
REMERCIEMENTS.....	iii
LISTE DES FIGURES	ix
LISTE DES TABLEAUX	xi
LISTE DES SYMBOLES.....	xiii
Chapitre 1 INTRODUCTION	1
1.1 Mise en contexte et problématique	1
1.2 Définition du projet de recherche.....	1
1.3 Objectifs du projet de recherche	2
1.4 Contributions originales	2
1.5 Plan du document.....	3
Chapitre 2 ÉTAT DE L'ART	5
2.1 Sources de chaleur et demandes énergétiques	5
2.2 Échangeurs de chaleur.....	6
2.2.1 Récupérateur/régénérateur	6
2.2.2 Mode de transfert : contact direct ou indirect	7
2.2.3 Géométrie du design : tubes, plaques	7
2.2.4 Fluides monophasique ou diphasique	7
2.2.5 Arrangement des écoulements : parallèle, contre-courant et transversal.....	8
2.3 Dimensionnement des échangeurs	8

2.3.1	Les paramètres de géométrie de l'échangeur	8
2.3.2	Les paramètres des fluides et matériaux	8
2.3.3	Les paramètres d'écoulements	8
2.4	Modélisation des échangeurs de chaleur	8
2.5	Pompes à chaleur et cycle de réfrigération	11
2.6	Modélisation de la pompe à chaleur	12
2.6.1	Définition du cycle thermodynamique uniétage	13
2.6.2	Dimensionnement de la pompe à chaleur	16
2.7	Fluides caloporteurs.....	17
2.7.1	Propriétés physiques.....	17
2.7.2	Autres facteurs de décision	19
2.8	Optimisation par algorithme génétique	19
Chapitre 3	ARTICLE	20
3.1	Avant-propos	20
1.	Introduction	22
2.	Retrofit Methodology	24
2.1.	Targeting stage – defining the energy targets	24
2.2.	Optimization stage – Comparing flowsheets under optimal conditions	24
2.2.1.	Multiobjective optimization	25
2.2.2.	Optimization method.....	25
2.2.3.	Economic objective function.....	25
2.2.4.	Exergetic objective function.....	26

2.3. Physical modeling.....	26
2.3.1. Direct-contact heat exchanger design procedure	26
2.3.2. Shell and tube heat exchanger design procedure	26
2.3.3. Pump design procedure.....	27
2.4. Constraints	27
3. Case study	28
3.1. Stream identification.....	28
3.2. Existing heat exchange network	28
3.3. Selection of heat integration scenarios	29
4. Results.....	32
5. Discussion	33
6. Conclusion	34
Appendix A.....	35
Appendix B.....	36
Appendix C.....	36
Appendix D.....	37
Appendix E.....	38
Chapitre 4 SOLUTIONS SUPPLÉMENTAIRES À L'ÉTUDE DE CAS	41
4.1.1 Étape 1 : Ciblage.....	41
4.1.2 Étape 2 : Optimisation	41
4.2 Objectif 1 : Rendement économique.....	42
4.2.1 Modèles économiques des composants	43

4.2.2	Outils d'analyse économique	43
4.3	Objectif 2 : Minimiser les pertes d'exergie	44
Chapitre 5	ÉTUDE DE CAS.....	47
5.1	Échangeur à contact direct – pompage du réservoir.....	48
5.1.1	Scénario 1b – Échangeur à contact direct (courants 1 ou 2, 3 et 5)	48
5.1.2	Scénario 3b – Échangeur à contact direct (courants 1 ou 2, 3, 4 et 5)	49
5.1.3	Scénario 4 – Échangeur de chaleur et pompe à chaleur (courants 3,4 et 5)... ..	50
Chapitre 6	ANALYSE	53
6.1	Scénario 1 – Échange à contact direct (courants 1/2, 3 et 5).....	54
6.2	Scénario 2 – Échangeur Shell&tube (courants 3, 4 et 5).....	57
6.3	Scénario 3 – Combinaison des scénarios 1 et 2.....	59
6.4	Scénario 4 – Échangeur Shell&tube et pompe à chaleur (courants 3, 4 et 5)	60
6.5	Recommandations pour l'intégration du retrofit	63
6.5.1	Intégration du scénario 1 – échangeur à contact direct	64
6.5.2	Intégration du scénario 2 – échangeur de type Shell&tube.....	64
6.5.3	Intégration du scénario 3 – combinaison des scénarios 1 et 2.	65
Chapitre 7	CONCLUSION	69
	LISTE DES RÉFÉRENCES	71

LISTE DES FIGURES

Figure 2.1 : Profiles de températures dans un échangeur contre-courant	9
Figure 2.2 : Diagramme température-entropie du cycle de réfrigération idéal [16]	11
Figure 2.3 : Définition du cycle thermodynamique – Pompe à chaleur uniétagée	14
Figure 2.4 : Procédure itérative de définition du cycle pompe à chaleur uniétagé	15
Figure 2.5 : Trois types de fluides caloporteurs : sec, isentropique, et humide	18
Figure 3.1. Base case scenario	29
Figure 3.2 Scenario 1 – direct-contact heat exchanger (streams 1 or 2, 3 and 5)	30
Figure 3.3. Scenario 2 – Shell and tube heat exchanger (streams 3, 4 and 5)	31
Figure 3.4. Scenario 3 – Direct contact heat exchanger coupled with shell and tube heat exchanger (streams 1 or 2, 3, 4 and 5)	32
Figure 3.5. Pareto front of heat recovery scenarios for water heating complete exergy analysis	32
Figure 5.1 : Scénario 1b – reprise du scénario 1 pompage de l’eau du réservoir	49
Figure 5.2 : Scénario 3b – reprise du scénario 3 pompage de l’eau du réservoir	49
Figure 5.3 : Scénario 4 – Intégration énergétique et pompe à chaleur	51
Figure 6.1 : Fronts Pareto des scénarios de retrofit pour la préchauffe de l’eau des procédés (courant 5)	54
Figure 6.2 : Comparaison des configurations du scénario 1 (échangeur `contact direct)	55
Figure 6.3 : Fronts Pareto du scénario 4 – échangeur Shell&tube et pompe à chaleur	61
Figure 6.4 : Analyse économique incrémentale – intégration du scénario 3	67

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 4.1 : Corrélation des coûts de composants de la pompe à chaleur.....	43
Tableau 5.1 : Écoulements retenus pour l'étude de revalorisation de chaleur	47
Tableau 6.1 : Configurations du scénario 1 – Échangeur à contact direct.....	56
Tableau 6.2 : Configurations du scénario 2 – Échangeur Shell&tube.....	58
Tableau 6.3 : Configurations optimales du scénario 3 – échangeurs Shell&tube et à contact direct	60
Tableau 6.4 : Configurations à NPV optimal du scénario 4 – Pompe à chaleur	62
Tableau 6.5 : Analyse économique incrémentale des scénarios 1, 2 et 3	66

LISTE DES SYMBOLES

Nomenclature ¹			
A_{Hex}	Heat transfer area (m^2)	NTU	Number of heat transfer units
B	Baffle spacing (m)	Pr	Prandtl number
Bo	Boiling number	Pt	tube arrangement pitch (m)
C_{final}	Corrected equipment cost (USD)	q_{now}	Heat flux (W/m^2)
$C_{equipment}$	Equipment cost (USD)	\dot{Q}	Heat transfer (W)
CE_{actual}	Economic index (current)	q_{now}	Heat flux (W/m^2)
$CE_{correlation}$	Economic index of correlation	Re	Reynolds number
Cp	Capacity rate ($J/(kg * K)$)	Re_{eq}	Reynolds number (phase change equivalent)
d_i	Tube inside diameter (m)	R_f	Fouling resistance ($\frac{m^2 * K}{W}$)
d_o	Tube outside diameter (m)	S	Heat flux (W/m^2)
D_s	Shell diameter (m)	T	Temperature (K)
E	Exergy (W)	T_{out}^{DB}	Air side outlet temperature (dry-bulb) (K)
$f_{heat\ loss}$	compression heat loss factor	U	Overall heat transfer coefficient ($\frac{W}{m^2 * K}$)
f_{mat}	Material correction factor	\dot{W}_{pump}	Pump load (W)
$f_{shipping}$	Shipping correction factor	\dot{W}_{comp}	compressor load (W)
f_{ICF}	Installation cost correction factor	x	Fluid phase quality (sat. liq. $x=0$)
f_{DC}	Direct cost correction factor	Greek symbols	
f_{IC}	Indirect cost correction factor	δ	Enthalpy correction factor (J)
f'	Slope of saturated air enthalpy-temperature ($J/(kg * K)$)	ϵ	Heat transfer effectiveness
F	Friction factor	ρ	Density (kg/m^3)
$Flow_{wet\ air}$	Humid air flow-rate ($\frac{kg}{s}$)	$n_{s,comp}$	Compressor isentropic efficiency (%)
G	Mass flux ($\frac{kg}{s * m^2}$)	$n_{elec,comp}$	Compressor electric efficiency (%)

h	Heat transfer coefficient ($\frac{W}{m^2 \cdot K}$)	μ	Viscosity ($Pa \cdot s$)
H	Enthalpy (J/kg)	Subscripts	
H^{sat}	Enthalpy at water conditions (saturated air) (J/kg)	ave	Average conditions
I	Interest rate of return on investment	C	Cold fluid
k	Fluid conductivity ($W/(m \cdot K)$)	H	Hot fluid
K	Conductivity ($W/(m \cdot K)$)	i	Control point
L_{tube}	Tube length (m)	in	Inlet conditions
$LMTD$	Log mean temperature difference ($^{\circ}C$)	l	Liquid part
\dot{m}	Mass flow rate (kg/s)	O	Ambiant conditions
\dot{m}_{DA}	Dry air mass flow rate (kg/s)	out	Outlet conditions
\dot{m}_w^+	Water side capacity rate (kg/s)	s	Shell side
M	Molar mass (kg/mol)	t	Tube side
n	Number of tube passes	v	Vapor part
N	Number of periods (year)	w	Heat transfer interface
NPV	Net present value (USD)	win	Water side inlet conditions
Nt	Number of tubes per pass	$wout$	Water side outlet conditions

¹. Les symboles sont présentés en anglais puisque ces termes sont plus couramment utilisés en industrie

CHAPITRE 1 INTRODUCTION

1.1 Mise en contexte et problématique

Le retrofit des systèmes de transfert de chaleur peut porter de nombreux défis. C'est pourquoi plusieurs outils permettant l'analyse de ces systèmes ont été développés dans le passé. L'automatisation de ce processus de design et d'optimisation a été proposée suivant de nombreuses approches. Ces dernières sont généralement basées soit sur l'analyse de pincement [1,2], la programmation [3], ou une combinaison des deux [4,5]. Ces méthodes évaluent la qualité du réseau d'échangeurs de chaleur sur l'ensemble des surfaces d'échange thermiques au lieu de traiter le design de chaque équipement de façon individuelle. De plus, ces approches ne traitent pas directement les problèmes liés aux pompes à chaleur. Enfin, le compromis entre le coût d'investissement du retrofit et son impact sur l'efficacité exergétique des procédés n'est pas pris en compte explicitement.

1.2 Définition du projet de recherche

Parmi les outils d'analyse du rendement économique et exergétique figure l'analyse exergoéconomique. Dans la plupart des cas, cette méthode consiste à définir des coûts aux inefficacités énergétiques des systèmes et d'optimiser une fonction économique englobant toutes ces efficacités [6–8]. Cette méthode permet de définir un seul design à la fois qui balance efficacité exergétique et coût. Plusieurs efforts ont été faits pour automatiser la méthode et l'appliquer à des systèmes thermiques complexes [5,6]. Ce projet de recherche est basé sur le fait qu'il est avantageux pour le designer d'identifier d'autres solutions permettant d'augmenter le rendement énergétique sans trop s'éloigner d'un optimum économique. Afin de garder séparés ces deux objectifs, il est important de les optimiser simultanément. D'où l'utilisation des algorithmes d'optimisation multiobjectifs.

L'approche pour ce projet commence en proposant un nombre limité de scénarios de retrofit pour une usine à papier locale. Ces scénarios sont produits par analyse des Grandes Courbes Composites comme méthode d'analyse de pincement [5]. Ces derniers sont ensuite optimisés selon deux objectifs : la valeur actuelle nette de chaque système et son rendement

exergétique. Ces paramètres peuvent ensuite servir à comparer sous conditions optimales ces scénarios comme investissement pour diminuer la demande d'énergie de haute qualité. Il est montré que dans plusieurs cas l'optimisation multiobjective est un bon outil dans la comparaison des coûts, d'efficacité, ou d'impacts sur l'environnement [9–11]. En l'utilisant dans le contexte du design d'un réseau d'échangeurs et pompes à chaleur, et en couplant coût et le concept d'exergie, n'importe quel système de revalorisation de chaleur à basse température peut être étudié et comparé.

1.3 Objectifs du projet de recherche

L'objectif principal de ce projet de maîtrise est de développer une approche permettant d'évaluer et de comparer, en tant qu'investissement, divers systèmes de revalorisation de chaleur industrielle. Cette approche doit également générer des designs optimaux du rendement économique et exergétique. Il est également important que les préférences du designer quant à la topologie en retrofit du réseau d'échangeur de chaleur soient considérées.

1.4 Contributions originales

La nouveauté de cette approche tire avantage des atouts de l'analyse exergoéconomique et du design d'équipements de transfert de chaleur par algorithme génétique. Cette approche consiste à combiner des méthodes de design et d'optimisation multiobjective par NSGA-II afin de produire une variété de solutions de retrofit de systèmes revalorisation de chaleur pour un grand nombre d'équipements tels que les échangeurs de chaleur de type Shell & tubes, les échangeurs à contact direct (air-eau) et les pompes à chaleurs. Par l'utilisation d'optimisation multiobjectifs les performances exergétiques et économiques sont optimisées simultanément et de façon à garder ces objectifs indépendants l'un de l'autre contrairement à l'analyse exergoéconomique. Le résultat d'une telle approche est une famille de solutions au design des systèmes de récupération de chaleur donnant le compromis optimal entre le rendement économique et la destruction de l'exergie du réseau d'échangeur (front Pareto). L'utilité d'un tel résultat est dans l'identification de designs permettent de détruire moins d'exergie tout en restant près de l'optimum économique. Il y a

également d'autres avantages à connaître le front Pareto entre l'exergie et le rendement économique.

- Puisque chaque solution du front Pareto définit les dimensions des équipements de récupération de chaleur, il est plus simple de comparer ces designs l'un à l'autre que pour les méthodes basées sur la distribution de la surface d'échange ou l'optimisation des paramètres thermiques [10].
- En détruisant moins d'exergie, les sources d'énergie de basse qualité sont priorisées dans le design de retrofit au lieu des sources de haute qualité telles que la vapeur, l'électricité et les effluents à haute température. Ainsi les solutions qui détruisent moins d'exergie seront aussi moins affectées par les variations des coûts énergétiques puisque ces sources d'énergie sont libérées pour d'autres procédés dans l'usine.
- Les corrélations de coût d'équipement sont relativement imprécises [11]. Y ajouter un paramètre de destruction d'exergie donne une indication sur les performances économiques à long terme des designs.

1.5 Plan du document

Dans un premier temps, les aspects théoriques employés dans ce projet sont développés. Ensuite, l'implémentation des solutions de design en retrofit et les solutions originales à ce projet sont présentées. Ces derniers sont majoritairement présentés dans un article soumis à Energy Conversion and Management. Une étude de cas pour une usine à papier à demande énergétique constante est ensuite présentée. L'application d'une nouvelle méthode de retrofit basée sur l'optimisation exergo-économique est ensuite développée pour l'étude de cas et montre que des économies importantes sont possibles tout en assurant une baisse des pertes exergétiques. Finalement, les solutions de retrofit sont analysées pour déterminer comment les intégrer aux procédés industriels de manière à minimiser les risques d'investissement tout en assurant une rentabilité maximale.

CHAPITRE 2 ÉTAT DE L'ART

En addition à la méthodologie présentée dans l'article (Chapitre 3), certains aspects techniques sont employés dans ce projet de maîtrise pour le retrofit de l'usine à papier Cascades. Dans un premier temps, les critères de sélection des sources de chaleur pour la revalorisation de chaleur sont développés. Ensuite, la modélisation des équipements de récupération de chaleur est présentée, ceux-ci comprennent l'échangeur de chaleur de type Shell&tube, l'échangeur à contact direct (eau-air) et la pompe à chaleur uniétagée. Finalement, les outils d'analyse économique utilisés dans ce projet sont présentés.

2.1 Sources de chaleur et demandes énergétiques

Un certain nombre de facteurs peuvent avoir un impact sur le potentiel de revalorisation de chaleur. Ceux-ci sont [12] :

- **La compatibilité entre la source et la demande d'énergie** : quantité et qualité de la chaleur. Les horaires de fonctionnement entre la source et le puits de chaleur doivent également coïncider.
- **L'accessibilité de l'énergie** : La chaleur doit être facilement accessible, donc le trajet entre la source et le puits de chaleur devrait être avec un minimum d'obstacles et à une distance minimale.
- **La forme et l'état de la source de chaleur (vapeur liquide ou gaz)** : Ce facteur influence grandement le choix d'équipement et leur coût tel qu'expliqué par Bonilla [13]. La composition des effluents peut causer un encrassement important des équipements ou de la corrosion, lequel doit être pris en compte lors du design.
- **Les charges de chauffage et réfrigération nécessaires** : Si la charge de chauffage ou de réfrigération n'est pas entièrement comblée, il faut considérer l'équipement d'appoint nécessaire et ses impacts sur le système.
- **La qualité du produit** : Il faut s'assurer que la chaleur revalorisée respecte les besoins du puits de chaleur, que ce dernier n'est pas contaminé par la source ou que

la revalorisation de chaleur ne nuit pas au procédé et à la qualité de sa production. La contamination du puits de chaleur peut arriver de deux façons. D'abord, le mélange des deux fluides en raison de fuites dans les échangeurs de chaleur peut affecter la qualité du produit à réchauffer. Ensuite, la chaleur obtenue au puits de chaleur à un point et à une température donnée dans le réseau d'échangeurs peut nuire à l'efficacité globale du procédé. Ce deuxième point peut être traité en considérant l'analyse de pincement des écoulements de l'usine et la solution de revalorisation de chaleur choisie telle qu'expliquée dans Smith [14].

Divers systèmes servent à récupérer et revaloriser la chaleur. Les échangeurs à chaleur sont limités à des échanges entre les écoulements à niveaux de température supérieurs vers des niveaux inférieurs. D'autres systèmes permettent de récupérer la chaleur à travers les écoulements à divers niveaux de température, tels que les pompes à chaleur et le cycle de réfrigération. Voici une description des échangeurs de chaleur. S'en suivra un survol des pompes à chaleur ainsi que de quelques fluides caloporteurs.

2.2 Échangeurs de chaleur

Le design d'un échangeur de chaleur est un processus itératif généralement basé sur l'expérience du professionnel. Habituellement, une géométrie de référence est choisie et les pertes de pression acceptables sont fixées. Ensuite, les dimensions sont modifiées selon les spécifications du design pour divers paramètres mécaniques et thermodynamiques des écoulements et pour obtenir un coefficient de transfert thermique satisfaisant. Ce faisant, la surface d'échange est contrôlée et de nombreuses itérations sont faites afin de satisfaire aux besoins de l'installation, où on cherche à faire un compromis entre les pertes de pression et les performances de l'échangeur.

Il est possible de classifier les échangeurs de chaleur selon 5 caractéristiques lesquelles sont présentées dans les sections suivantes [15].

2.2.1 Récupérateur/régénérateur

La forme conventionnelle de l'échangeur de chaleur est appelée récupérateur. Le transfert thermique se passe directement à travers un mur séparateur ou une interface entre les deux

fluides. Dans le régénérateur, le même passage sert alternativement aux deux fluides. Le fluide chaud entre dans une matrice, transfère sa chaleur au réservoir, puis laisse place au fluide froid qui va soutirer cette chaleur du réservoir de chaleur.

2.2.2 Mode de transfert : contact direct ou indirect

L'échange thermique peut être classifié de direct ou indirect. Pour le transfert à contact direct, l'échange thermique se produit directement entre les deux fluides. Un exemple de ce type d'échangeur est la tour de refroidissement humide où de l'eau est vaporisée et en tombant capte la chaleur d'un écoulement d'air. L'eau réchauffée est ensuite collectée et l'air refroidi est sorti à l'aide d'un ventilateur [16]. Pour le transfert à contact indirect, l'échange thermique entre les deux fluides se fait à travers une paroi ou une matrice quelconque, par exemple, la paroi d'un tube, d'un mur ou une ailette.

2.2.3 Géométrie du design : tubes, plaques

Les récupérateurs sont généralement décrits selon la géométrie de leur construction. Les échangeurs de type Shell&tubes sont les plus répandus pour de grandes gammes de pressions et températures. Ils sont caractérisés par un grand rapport surface/volume et sont faciles à manufacturer avec une grande variété de tailles et de configurations. Leur construction facilite le désassemblage pour l'entretien et les nettoyages [17]. Les échangeurs de types «plate and frame» sont caractérisés par de bonnes performances thermiques et la capacité d'être très compact. De plus, les chutes de pression sont généralement moindres que dans les Shell&tube et l'accessibilité de la surface d'échange facilite le nettoyage mécanique. Ce type d'échangeur est néanmoins limité par les pressions et températures d'opération, lesquelles dépendent des joints d'étanchéité utilisés pour l'assemblage des plaques [18].

2.2.4 Fluides monophasique ou diphasique

Certains échangeurs sont employés pour transférer l'énergie latente des fluides. C'est le cas des condenseurs et des évaporateurs où au moins un des fluides change de phase.

2.2.5 Arrangement des écoulements : parallèle, contre-courant et transversal

Les trois principaux arrangements d'écoulements dans les échangeurs sont : parallèles, à contre-courant, et transversales. La distribution de température des écoulements le long de la surface d'échange varie entre ces configurations. Cette différence cause en soi des efficacités et des dimensions optimales propres à chaque configuration.

2.3 Dimensionnement des échangeurs

Le dimensionnement des échangeurs de chaleur dépend de trois catégories de paramètres :

2.3.1 Les paramètres de géométrie de l'échangeur

Ces paramètres incluent toutes les dimensions caractéristiques de l'échangeur. Par exemple, pour l'échangeur Shell&tube, les dimensions des tubes, le diamètre de Shell, l'espace entre les déflecteurs, le nombre de passes de tube et l'agencement et l'espace de séparation des tubes.

2.3.2 Les paramètres des fluides et matériaux

Ces paramètres incluent les propriétés physiques des deux fluides et la conductivité thermique de la matrice d'échange de chaleur.

2.3.3 Les paramètres d'écoulements

Ces paramètres incluent les débits massiques de chaque écoulement, ainsi que les températures d'entrée et de sortie de chaque fluide.

2.4 Modélisation des échangeurs de chaleur

Deux méthodes servent généralement à traiter ces paramètres dans un modèle d'échangeur de chaleur. La méthode «Logarithm mean temperature difference» ou LMTD et la méthode «Efficiency of the number of transfer units» ou ε -NTU. La méthode ε -NTU est surtout utilisée lorsque les températures d'entrée ou de sortie d'un échangeur donné sont inconnues. Autrement, la méthode LMTD est particulièrement utile lorsque les températures d'entrée et de sortie de l'échangeur sont connues ou facilement calculables

[19]. La Figure 2.1 montre un exemple de profil de température d'un échangeur contre-courant. Ces températures servent ensuite pour le calcul du LMTD.

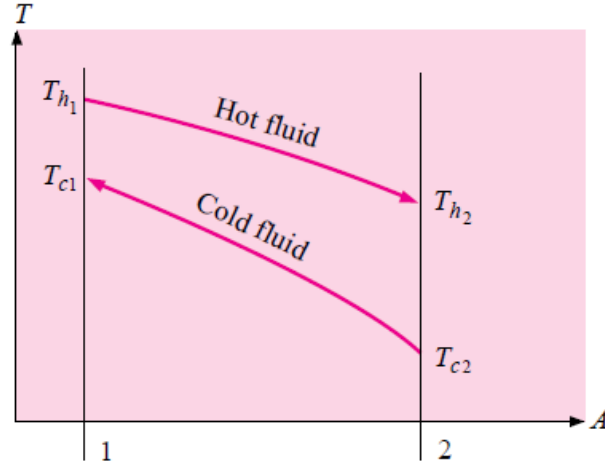


Figure 2.1 : Profils de températures dans un échangeur contre-courant

$$LMTD = \frac{(T_{H2} - T_{C2}) - (T_{H1} - T_{C1})}{\ln((T_{H2} - T_{C2}) - (T_{H1} - T_{C1}))} \quad \text{Eq. 2.1}$$

Où T_{H1}, T_{C1} sont les températures d'un côté de l'échangeur du fluide chaud et froid respectivement.

Pour le calcul par la méthode ϵ -NTU, l'efficacité du transfert thermique ϵ doit d'abord être définie comme le rapport entre le transfert thermique atteignable et le potentiel de transfert thermique maximum. Tel que montré à l'équation Eq. 2.2, le potentiel de transfert thermique maximum est la quantité de chaleur maximale qui peut être transférée à un des fluides pour que sa montée de température équivaille à la différence de température maximale dans l'échangeur. Le fluide minimum est donc le celui qui requiert le moins de chaleur pour atteindre cette montée maximale de température. Par définition, ce fluide est celui dont le produit du débit massique et chaleur massique ($\dot{m} * C_p$) prends une valeur minimale ou C_{min} . À l'inverse, le fluide qui subit une plus petite hausse de température est celui dont le produit prend une valeur maximale ou C_{max} .

$$\epsilon = \frac{\text{transfert thermique atteint}}{\text{transfert thermique maximum}} = \frac{\text{transfert thermique atteint}}{(\dot{m} * C_p)_{min} (T_{Hin} - T_{Cin})} \quad \text{Eq. 2.2}$$

Ce qui est cherché dans la modélisation est la valeur du transfert thermique. Pour ce faire, il faut un moyen de calculer l'efficacité du transfert thermique dans l'échangeur de chaleur. Les corrélations Eq. 2.3 et Eq. 2.4 sont employées pour le calcul d'efficacité de transfert thermique des échangeurs Shell&tube. L'équation Eq. 2.3 est applicable à un échangeur à une passe côté Shell et une passe côté tube. Puisque les échangeurs de ce type ne sont pas strictement à contre-courant, l'équation Eq. 2.4 est nécessaire pour les designs à une passe côté Shell et 2, 4 ou 6 passes côté tube.

$$\epsilon = \frac{1 - \exp[(-NTU)(1 - C)]}{1 - (C)\exp[(-NTU)(1 - C)]} \quad \text{Eq. 2.3}$$

$$\epsilon = 2 \left\{ 1 + C + \sqrt{1 + C^2} * \frac{1 + \exp[(-NTU)\sqrt{1 - C^2}]}{1 - \exp[(-NTU)\sqrt{1 - C^2}]} \right\}^{-1} \quad \text{Eq. 2.4}$$

où

$$NTU = UA/C_{min}$$

$$C = C_{min}/C_{max}$$

Le coefficient de transfert thermique global est calculé à partir de l'équation suivante pour les échangeurs de type Shell&tube. Le choix des résistances de «Fouling» (R_{fi} et R_{fo}) sont basées sur le type de fluide, les températures d'opération, et la fréquence des nettoyages [20].

$$U = \frac{1}{\frac{d_o}{h_i d_i} + \frac{d_o R_{fi}}{d_i} + \frac{d_o \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2k} + R_{fo} + \frac{1}{h_o}} \quad \text{Eq. 2.5}$$

De nombreuses corrélations sont disponibles pour les coefficients de convection (h_o et h_i) en fonction du type d'échangeur monophasique et des propriétés physiques des écoulements. Ces corrélations sont présentées dans l'article au Chapitre 3. Les corrélations utilisées pour les transferts thermiques diphasiques sont basées sur les modèles d'ébullition et de condensation pour divers types d'échangeurs [21–23] et sont présentées à la section 2.6.2.

La surface d'échange requise peut ensuite être évaluée. Cette dernière valeur permet de calculer toutes les dimensions restantes de l'échangeur telles que la longueur des tubes (L). Enfin, les pertes de pression peuvent être calculées pour cet échangeur [15,24].

$$A_{Hex} = \frac{Q}{(U * LMTD * F)} \quad \text{Eq. 2.6}$$

Où F a une valeur de 1 pour les évaporateurs et condenseurs [19].

2.5 Pompes à chaleur et cycle de réfrigération

Le cycle thermodynamique de réfrigération permet de transmettre la chaleur d'un milieu froid vers un milieu chaud en fournissant un certain travail. Dans sa forme la plus simple, la pompe à chaleur comprend quatre composants, soit un évaporateur, un compresseur, un condenseur et une vanne de détente. La Figure 2.2 schématise ce système et présente les évolutions thermodynamiques dans un diagramme température-entropie.

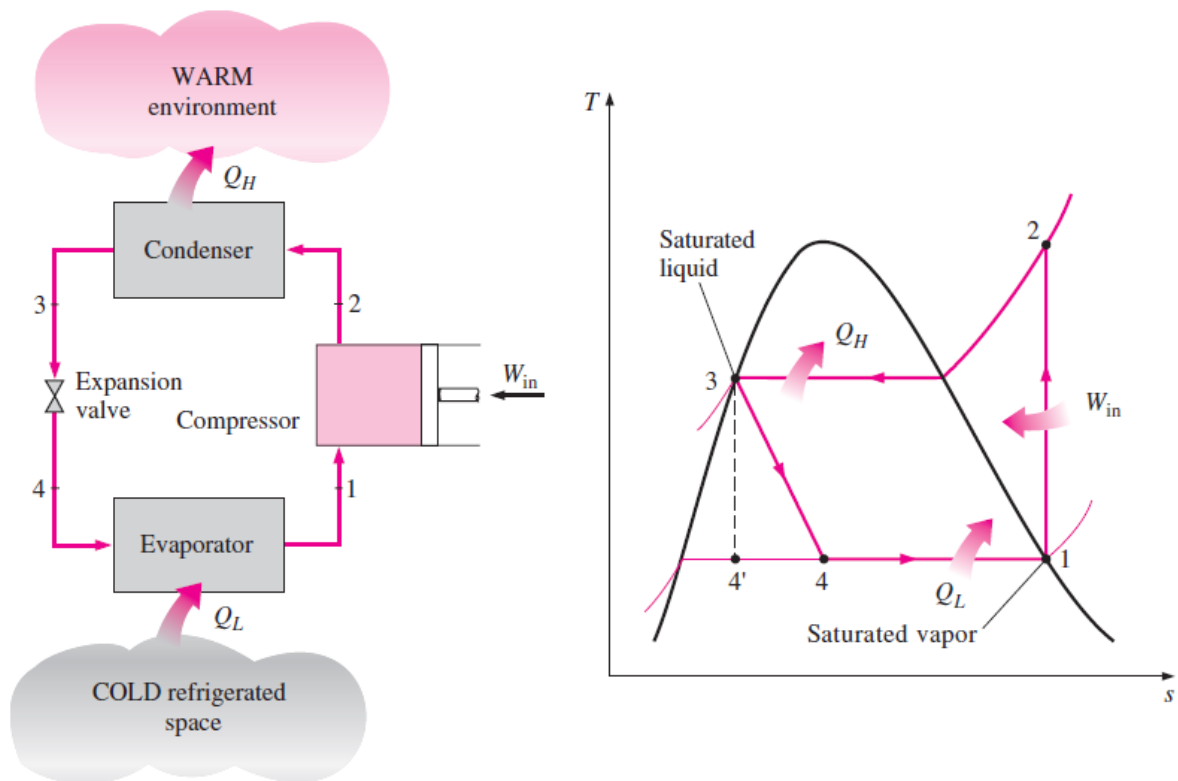


Figure 2.2 : Diagramme température-entropie du cycle de réfrigération idéal [16]

Les quatre évolutions du cycle de réfrigération sont les suivantes :

1→2 : Compression du fluide caloporteur sortant de l'évaporateur avec travail fourni W_{in}

2→3 : Condensation du fluide caloporteur dans le condenseur et transfert thermique Q_H au fluide chaud

3→4 : Détente du fluide caloporteur dans la vanne de détente

4→1 : Évaporation du fluide caloporteur dans l'évaporateur et transfert thermique Q_L du fluide froid

L'avantage de ce type de cycle thermodynamique réside dans le fait qu'un besoin en refroidissement et un besoin en chauffage peuvent être comblés simultanément entre une source de chaleur basse température et un puits haute température. Il est ainsi possible, et recommandé de transférer la chaleur d'une source de chaleur sous la température de pincement à un puits à température au-dessus du pincement.

2.6 Modélisation de la pompe à chaleur

En plus des modèles développés dans l'article, les systèmes de pompe à chaleur ont été étudiés pour la revalorisation de chaleur industrielle dans l'étude de cas. Pour intégrer le design d'une pompe à chaleur à l'optimisation multiobjective par NSGA-II, le cycle thermodynamique de la pompe à chaleur doit d'abord être défini de façon automatique. Afin de simplifier ce design, le cycle de pompe à chaleur uniétage est choisi. La procédure de définition du modèle de pompe à chaleur passe par deux étapes :

- Le cycle thermodynamique est défini en fonction du pincement, la charge thermique à l'évaporateur et la surchauffe sont spécifiées afin d'éviter la présence de liquide dans le compresseur.
- L'évaporateur, le condenseur et le compresseur sont dimensionnés afin d'accueillir le cycle thermodynamique.

2.6.1 Définition du cycle thermodynamique uniétagé

Tel que montré à la Figure 2.3 sur le cycle de pompe à chaleur, l'évaporation est définie entre les points 4-1, la surchauffe entre 1-1', la compression entre 1'-2'. Les irréversibilités de la compression considèrent les pertes mécaniques sous forme de chaleur et le rendement isentropique selon les équations Eq. 2.7 -Eq. 2.9 . Les considérations suivantes sont faites afin de considérer ces irréversibilités et calculer la consommation électrique du compresseur. Ces paramètres dont les valeurs sont arbitraires sont basés sur d'autres modèles de pompe à chaleur [25].

- Le rendement isentropique du compresseur $n_{s,comp}$ est de 75%.
- 20% de l'enthalpie gagnée à la compression est perdue à l'environnement sous forme de chaleur. ($f_{heat\ loss}$)
- Le rendement électrique du compresseur $n_{elec,comp}$ est considéré être à 90%.

La condensation est définie entre les points 2'-2s-2-3 et l'expansion entre les points 3-4. Pour pleinement définir ce cycle, quatre paramètres sont définis : la température de pincement (T_{pinch}), la charge thermique à l'évaporateur ou charge de réfrigération ($e_{cooling}$), la surchauffe requise à l'entrée du compresseur (T_{sh}) et le choix de réfrigérant. Les pertes de pression dans l'évaporateur et le condenseur sont encore négligées à ce point du design. Le modèle tire avantage du pincement dans le condenseur qui a toujours lieu entre le point 2, en début de condensation, et le fluide froid. Dans l'évaporateur, le pincement est l'une de ses extrémités entre le point 4 et la sortie du fluide chaud H(2) ou 1' et l'entrée de fluide chaud H(1).

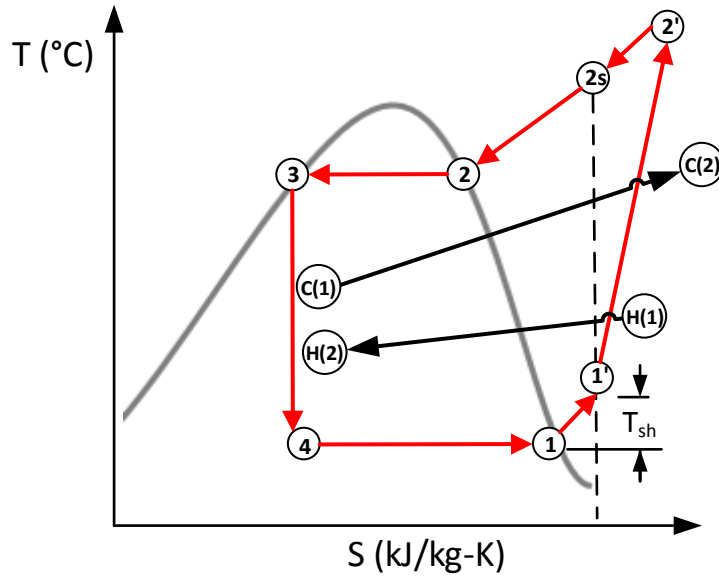


Figure 2.3 : Définition du cycle thermodynamique – Pompe à chaleur uniétagée

$$H_{2,no \text{ heat loss}} = H_{1'} + \frac{H_{2s} - H_{1'}}{n_{s,comp}} \quad \text{Eq. 2.7}$$

$$H_{2'} = H_{1'} + (1 - f_{heat \text{ loss}})(H_{2,no \text{ heat loss}} - H_{1'}) \quad \text{Eq. 2.8}$$

$$\dot{W}_{comp} = \dot{m}_{HP} * \frac{H_{2,no \text{ heat loss}} - H_{1'}}{n_{elec,comp}} \quad \text{Eq. 2.9}$$

Le cycle thermodynamique de la pompe à chaleur uniétagée est ensuite défini par une procédure itérative basée sur le pincement et la charge thermique. La Figure 2.4 présente cette procédure qui permet d'automatiser la définition du cycle. Ce faisant, le modèle peut être employé dans des scénarios de retrofit optimisés par NSGA-II.

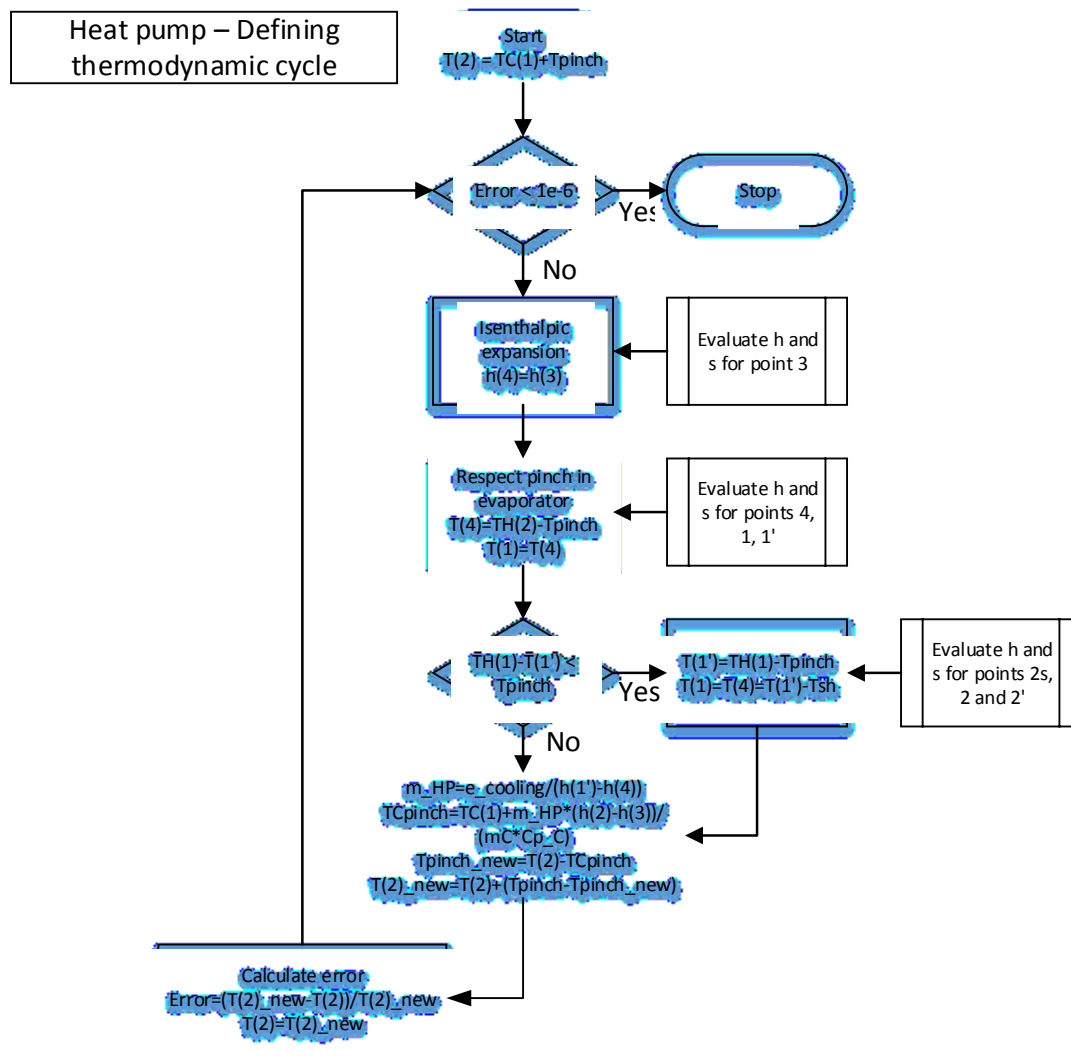


Figure 2.4 : Procédure itérative de définition du cycle pompe à chaleur uniétagé

Les éléments essentiels de la procédure itérative de définition du cycle thermodynamique sont présentés ci-dessous.

- La température au point 2 prend une valeur arbitraire basée sur le pincement et la température d'entrée du fluide froid.
- L'enthalpie au point 3 est évaluée à la pression de saturation du point 2; la détente entre le point 3 et 4 est isenthalpique.

- La température au point 4 est d'abord évaluée en fonction du pincement et la sortie du fluide chaud considérant la charge thermique.

Vérification de la position du pincement dans l'évaporateur (au point 4 ou 1'). Si le pincement est au point 1', la température d'évaporation du réfrigérant est réévaluée au point 1'.

- Le débit de réfrigérant est calculé à partir de la différence d'enthalpie entre les points 1' et 4.
- Le pincement dans le condenseur est recalculé entre le point 2 et la température du fluide froid considérant l'ajout de la chaleur latente de condensation et du débit massique de réfrigérant.
- L'erreur de convergence est calculée sur la température de pincement dans le condenseur (point 2).

2.6.2 Dimensionnement de la pompe à chaleur

Après avoir défini le cycle thermodynamique de la pompe à chaleur, il est possible de dimensionner l'évaporateur, le condenseur et le compresseur répondant aux demandes thermiques et mécaniques calculées lors de la procédure de définition du cycle. Pour le dimensionnement de l'évaporateur et du condenseur, la démarche consiste à définir toutes les dimensions de l'échangeur (tel que montré au Chapitre 3) à l'exception de la longueur des tubes. La longueur des tubes est calculée par l'entremise de la méthode LMTD et par le calcul du coefficient de transfert thermique moyen U (Section 2.4). Afin de calculer le coefficient de transfert thermique diphasique h_t , la condensation côté tube est calculée en utilisant la corrélation de Cavallini-Zecchin Eq. 2.10 à Eq. 2.11 [23].

$$Re_{eq} = Re_v * \frac{\mu_g}{\mu_l} * \sqrt{\frac{\rho_l}{\rho_v}} + Re_l \quad \text{Eq. 2.10}$$

$$h_t = \frac{K_t}{d_i} * 0.05 * Re_{eq}^{0.8} * Pr_t^{1/3} \quad \text{Eq. 2.11}$$

Pour calculer le coefficient de transfert thermique en évaporation côté tube, la corrélation de Gungor-Winterton Eq. 2.12 à Eq. 2.16. Cette corrélation combine l'équation de Dittus-Boelter ($Re_L = \frac{G_t(1-x)d_i}{\mu_l} > 350$) pour le calcul de la part liquide du transfert thermique h_L [23], la corrélation de Cooper pour la partie en ébullition (Pool boiling) h_{pool} ($20 \leq G \leq 3000 \frac{kg}{m^2s}$) [26], et le paramètre de Martinelli X_{tt} , qui permet de différencier les combinaisons des régimes d'écoulement (turbulent et laminaire) entre les deux phases [22].

$$h_L = \frac{K_t}{d_i} * 0.023 \left(\frac{G_t(1-x)d_i}{\mu_l} \right)^{0.8} Pr_t^{0.4} \quad \text{Eq. 2.12}$$

$$h_{pool} = 0.55 Pr_t^{0.12} (-\log(Pr_t)^{-0.55}) M^{-0.5} q_{now}^{0.67} \quad \text{Eq. 2.13}$$

$$Y = 1 + (2.4 * 10^4) Bo^{1.16} + 1.37 X_{tt}^{-0.86} \quad \text{Eq. 2.14}$$

$$S = (1 + (1.15 * 10^{-6}) Y^2 Re_l^{1.17}) \quad \text{Eq. 2.15}$$

$$h_t = Y h_L + S h_{pool} \quad \text{Eq. 2.16}$$

2.7 Fluides caloporteurs

Les fluides caloporteurs transportent la chaleur entre les sources de chaleur. Différents critères permettent de choisir le fluide idéal pour une application à basse température [27].

2.7.1 Propriétés physiques

Types de fluides caloporteurs

Les fluides caloporteurs peuvent être classifiés en trois catégories, les fluides secs, isentropiques et humides en fonction de la pente de la courbe de vapeur saturée au diagramme T-s. Un exemple est montré à la Figure 2.5 pour chaque catégorie de fluide. Pour le cycle de réfrigération, il faut éviter les fluides trop secs afin d'empêcher la formation de liquide dans le compresseur. Des réfrigérants testés, le R245fa est un fluide sec. Ainsi, pour automatiser le design du cycle thermodynamique il faut jouer avec deux paramètres, soit la surchauffe dans l'évaporateur ou le rendement isentropique du compresseur afin d'éviter la formation de condensat dans le compresseur.

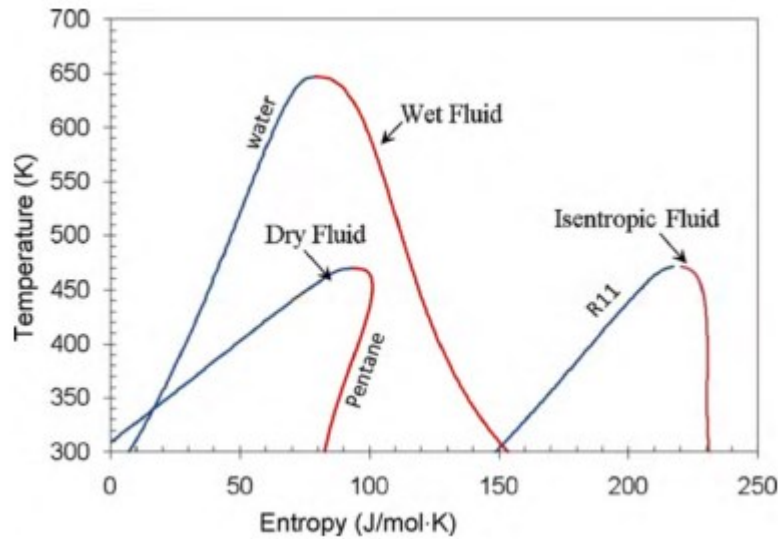


Figure 2.5 : Trois types de fluides caloporteurs : sec, isentropique, et humide
Propriétés thermiques

Il est préférable pour un fluide caloporteur d'avoir une grande chaleur latente, une haute masse volumique, une conductivité thermique élevée et une petite chaleur spécifique puisqu'un fluide à haute chaleur latente et conductivité thermique peut soutirer davantage de chaleur dans l'évaporateur, résultant à un plus petit débit pour une charge donnée. Si la masse volumique est grande, le débit au compresseur est moindre, la taille de l'installation et la puissance de compression sont réduites [28].

Les températures critiques d'un fluide sont également à considérer. Afin de permettre la transmission de chaleur, un gradient de température doit exister entre le fluide caloporteur et le milieu réfrigéré ou chauffé. Ainsi, il est favorable pour un fluide d'avoir une température critique élevée et un point de congélation bas afin d'être plus polyvalent dans son application.

Le choix du réfrigérant basé uniquement sur les propriétés physiques peut être traité par comparaison des fronts Pareto. Sous les mêmes conditions du cycle thermodynamique généré automatiquement (2.6.1), la valeur monétaire et les pertes d'exergie dans la pompe à chaleur peuvent être déterminées pour chacune des solutions générées par le NSGA-II.

Stabilité chimique et réactance

Les fluides organiques auront tendance à se détériorer au fil du temps. De plus, cette décomposition du fluide est généralement amplifiée lors des utilisations à haute

température. La température maximale d'opération est donc limitée par la stabilité chimique du fluide caloporteur. Ensuite, il faut s'assurer que le fluide choisi est non-réactif avec les matériaux de la tuyauterie, des échangeurs, du compresseur et de ses lubrifiants. Certains fluides caloporteurs peuvent être des solvants pour l'huile appliquée aux pièces mobiles du compresseur [29].

2.7.2 Autres facteurs de décision

Impact environnemental

L'utilisation de certains fluides caloporteurs est maintenant interdite en Amérique du Nord en raison de leur potentiel de réchauffement climatique élevé. Le protocole de Montréal sur les substances qui appauvrissent la couche d'ozone a été adopté en 1989. Ce dernier est un accord international afin de réduire l'utilisation des chlorofluorocarbures (CFC) et hydrochlorofluorocarbures (HCFC) [29]. Par exemple, le R12 et le R22 qui étaient largement utilisés dans le passé sont maintenant évités en industrie.

2.8 Optimisation par algorithme génétique

Un algorithme génétique (GA) est une méthode d'optimisation globale de système basé sur la sélection des individus générés. L'algorithme modifie une population d'individus de solutions à chaque itération. Certains individus d'une population sont sélectionnés selon le ou les fonctions objectives et servent de parents pour la prochaine génération d'individus. Ce faisant, la population évolue graduellement vers une solution optimale globale d'un système. L'algorithme génétique est particulièrement efficace pour les problèmes discontinus, non différentiables puisque l'algorithme fonctionne par méthode stochastique (itérative-sélective). De plus, puisqu'il s'agit d'une méthode d'optimisation globale, il est possible de sortir des minimums locaux en ajustant le paramètre de mutation de l'algorithme, ou la génération d'individus aléatoires. Cette méthode d'optimisation est employée dans ce problème puisqu'il y a un nombre important de variables indépendantes et la fonction objective n'est pas nécessairement différentiable en raison de la nature thermodynamique de la modélisation. La méthode d'optimisation multiobjective utilisée dans ce projet est décrite au Chapitre 3 et est décrite plus explicitement à la section 4.1.2.

CHAPITRE 3 ARTICLE

3.1 Avant-propos

Auteurs et affiliation : Mark-André Deslauriers¹, Mikhail Sorin¹, Bernard Marcos²,
et Marc-André Richard³

1 Département de génie mécanique, Université de Sherbrooke, Sherbrooke QC,
Canada J1K2R1; infogme@USherbrooke.ca

2 Département de génie chimique et biotechnologique, Université de Sherbrooke,
Sherbrooke QC, Canada J1K2R1; infogch@USherbrooke.ca

3 Laboratoire des technologies de l'énergie, IREQ, Hydro-Québec, Shawinigan QC,
Canada G9N 7N5;

Date de soumission : 2016/08/30

Revue : Energy Conversion and Management

Référence : Article No. ECM-D-16-03146R1 soumis à Energy Conversion &
Management

Titre français : Retrofit de systèmes de récupération de chaleur industriels par
optimisation exergo-économique

Contribution au document : Cet article couvre l'entièreté de la méthode de retrofit
proposée pour le projet de maîtrise. Dans le but de simplifier cette publication, la méthode
est appliquée à des conditions statiques des écoulements pour la récupération thermique.
Les écoulements traités dans l'article sont traités aux conditions annuelles moyennes de
l'usine à papier.

Résumé français : Le retrofit des systèmes de transfert de chaleur peut porter de nombreux
défis. Ce pour quoi de nombreux outils permettant l'analyse de ces systèmes ont été
développés dans le passé. L'automatisation de ce processus de design et d'optimisation a
été proposée suivant de nombreuses approches. Ces dernières sont généralement basées soit
sur l'analyse de pincement [1,2], la programmation [3], ou une combinaison des deux [4,5].

Ces méthodes évaluent la qualité du réseau d'échangeur de chaleur sur la répartition des surfaces d'échange thermiques au lieu de traiter le design de chaque équipement de façon individuelle. De plus, ces approches ne traitent pas directement les problèmes liés aux pompes à chaleur. Enfin, l'échange entre le coût d'investissement du retrofit et son efficacité exergetique n'est pas pris en compte explicitement.

Note : À la suite des corrections demandées par les membres du jury, le contenu de cet article peut différer de celui qui a été soumis.

Article

Retrofit of low-temperature heat recovery industrial systems using multiobjective exergoeconomic optimization

Mark-André Deslauriers¹ Mikhail Sorin^{1*} Bernard Marcos² and Marc-André Richard³

Received: date; Accepted: date; Published: date

Academic Editor: name

1 Department of mechanical engineering, Université de Sherbrooke, Sherbrooke QC, Canada J1K2R1; infogme@USherbrooke.ca;

2 Department of chemical and biotechnological engineering, Université de Sherbrooke, Sherbrooke QC, Canada J1K2R1; infogch@USherbrooke.ca;

3 Laboratoire des technologies de l'énergie, IREQ, Hydro-Québec, Shawinigan QC, Canada G9N 7N5;

* Correspondence: Mikhail.V.Sorin@USherbrooke.ca;

1. **Abstract:** Reducing the energy consumption of a plant often conflicts with the investment required for heat recovery. This paper presents a design study of shell and tube heat exchanger and direct-contact heat exchanger in three retrofit configurations. Multiobjective optimizations are employed to find optimal solutions that increase exergy efficiency at justifiable costs. A numerical modelization of heat transfer equipments is developed using heat transfer, pressure drop and cost correlations from the open literature. In order to verify the capability of the proposed approach, a case study for heat recovery in a pulp and paper plant is presented. In which multiple structural modifications of existing heat recovery systems are proposed based on an analysis of the Grand Composite Curve pinch targeting method. Each proposed modification is subject to multiobjective optimization based on the fast non-dominant sorting genetic algorithm (NSGA-II). The case study's results shows significant steam operation cost reduction of up to 89% reducing exergy destruction by 82%. It has also been shown that for some heat recovery modifications the most cost effective solution is close to the minimum exergy destruction solution subject to equipment design constraints.

Keywords: Economic analysis; exergy analysis; genetic algorithm; heat exchanger; optimization;

1. Introduction

In order stay concurrentiel in a growing economy, it becomes increasingly important to understand mechanisms that degrade energy and develop solutions to improve the efficiency of industrial processes. Developing tools for designing more efficient yet cost-effective energy systems is one of the foremost challenges in the energy engineering field. Exergoeconomic analysis is a technique which combines exergy analysis with economic constraints to provide additional information to conventional energy analysis and economic evaluation [30]. In most cases, exergoeconomic analysis consists of defining cost functions owing to thermodynamic inefficiencies in specific components and finding a single optimal design balancing exergy and cost [6–8]. Efforts to automate an iterative optimization exergoeconomic method for real thermal systems has been made [31,32]. However, it might be advantageous for the designer to rapidly identify optimal retrofit designs with higher efficiency and marginally lower short term value. In recent work, Multiobjective optimization have been used to find optimal temperatures and pressure distribution

in predefined thermal systems [33]. Similarly, equipment design using evolutionary algorithms is often tested to optimize cost, efficiency and ecological impact of individual components [11,34]. In this paper, multiobjective optimizations are used to optimize the heat exchanger design in a retrofit situation and identify solutions with higher exergy efficiencies while maintaining maximum economic performances. The proposed method capitalizes on the best parts of exergoeconomic analysis and evolutionary algorithm driven heat exchanger design. By means of the multiobjective optimization, both exergy and economic performances are maximized independently instead of combining both parameters into a single cost function. The result being a set of heat exchanger designs that maintains the optimal trade-off between a retrofit system maximal economic value and its efficiency. The motivation is in identifying more efficient alternatives to the optimal economic solution without lowering its value significantly. There are additional advantages of knowing more than the best economic solution and the trade-off between exergy efficiency and cost:

- Knowing multiple Pareto optimal solutions between exergy destruction and investment provides a way to identify more efficient solutions at comparable economic value.
- Since each Pareto optimal designs have fully defined heat exchanger dimensions, it is simpler to further analyze their design than traditional methods acting on heat exchange surface distribution or thermal parameters optimization [35].
- With lower exergy destruction, high quality energy sources such as steam or high temperature effluents are kept for applications requiring high exergy sources. Thus, variations in energy costs would have less of an impact on operating costs.
- Equipment cost correlations are relatively imprecise [36], the added dimension of exergy destruction provides a relevant indicator for long term economic performances.

After describing the equipment design procedure as well as the optimization algorithm (NSGA-II) [37], proper cost functions are selected and the concept of exergy is explained. A case study for a pulp and paper plant retrofit is presented in order to assess the capabilities of the proposed method at comparing systems under optimal conditions. Grand composite curves are first used to propose topology changes to the heat exchanger network (HEN), namely retrofit scenarios by adding heat exchangers [5]. Multiobjective optimizations are then used to generate Pareto optimal solutions, each of which represents a set of heat exchanger dimensions. The results of such a methodology yield an optimal trade-off solution set or Pareto front between the most exergy efficient retrofit solution and the most economical.

Nomenclature

A_{Hex}	Heat transfer area (m^2)	n	Number of tube passes
B	Baffle spacing (m)	Nt	Number of tubes per pass
C_{final}	Corrected equipment cost (USD)	Pr	Prandtl number
$C_{equipment}$	Equipment cost (USD)	Pt	tube arrangement pitch (m)
CE_{actual}	Economic index (current)	q_{now}	Heat flux (W/m^2)
$CE_{correlation}$	Economic index of correlation	$R_{fouling}$	Conductive fouling resistance ($m^2 * K/W$)
Cp	Capacity rate ($J/(kg * K)$)	Re	Reynolds number
d_i	Tube inside diameter (m)	Re_{eq}	Reynolds number (phase change equivalent)
d_o	Tube outside diameter (m)	s	Entropy ($J/(kg * K)$)
D_s	Shell diameter (m)	T	Temperature (K)
E	Exergy (W)	T_{out}^{DB}	Air side outlet temperature (dry-bulb) (K)
E_D	Exergy destruction (W)	U	Overall heat transfer coefficient ($\frac{W}{m^2 * K}$)
f_{mat}	Material correction factor	\dot{W}_{pump}	Pump load (W)
$f_{shipping}$	Shipping correction factor	Greek symbols	

f_{ICF}	Installation cost correction factor	δ	Enthalpy correction factor (J)
f_{DC}	Direct cost correction factor	ϵ	Heat transfer effectiveness
f_{IC}	Indirect cost correction factor	ρ	Density (kg/m^3)
f'	Slope of saturated air enthalpy-temperature ($J/(kg * K)$)	μ	Viscosity ($Pa * s$)
F	Friction factor	Subscripts	
$Flow_{wet\ air}$	Humid air flow-rate ($\frac{kg}{s}$)	ave	Average conditions
G	Mass flux ($\frac{kg}{s * m^2}$)	i	Control point
H	Heat transfer coefficient ($\frac{W}{m^2 * K}$)	in	Inlet conditions
h	Enthalpy (J/kg)	l	Liquid part
h^{sat}	Enthalpy at water conditions (saturated air) (J/kg)	O	Ambiant conditions
K	Conductivity ($W/(m * K)$)	out	Outlet conditions
L_{tube}	Tube length (m)	s	Shell side
\dot{m}	Mass flow rate (kg/s)	t	Tube side
\dot{m}_{DA}	Dry air mass flow rate (kg/s)	v	Vapor part
\dot{m}_w^+	Water side capacity rate (kg/s)	w	Heat transfer interface
		win	Water side inlet conditions
		$wout$	Water side outlet conditions

2. Retrofit Methodology

The retrofit procedure proposed in this paper consists of two stages; targeting and optimization. The targeting stage is used to identify and select topology modifications to be made to an existing HEN by adding new equipment. The resulting topology is then passed to the optimization stage where mathematical models of the added components are optimized and produce a trade-off curve of optimal retrofit design for economic and exergy ratings. The following sections cover both the tools used in the retrofit procedure and the modeling used in the case study.

2.1. Targeting stage – defining the energy targets

The targeting stage consists of evaluating HEN configurations by defining energy targets. Using energy targets for the HEN, rather than going directly into the design, allows many design options for the overall process to be screened quickly and conveniently [14]. This interactive design process allows the designer to influence the design with his perception of the relevant constraints, such as geographical position of streams, or the presence of obstacles between them. The selected pinch technique is the grand composite curve method [5], which displays the energy available for heat integration at different temperature levels given a pinch temperature. Energy targets are used to predefine the HEN structure of retrofit scenarios. Equipment design within each scenario can then be optimized to find the optimal trade-off solutions between cost and exergy destruction.

2.2. Optimization stage – Comparing flowsheets under optimal conditions

The optimization stage is based on two objective functions: economic value and exergy destruction. By pre-defining the HEN structure in the targeting stage, the optimization phase treats exclusively the design of each component and its impact on overall system performances. Thus, it helps identifying optimal design solutions between cost and exergy destruction for each retrofit network. This section discusses the advantages of multi-modal optimization based on economic and exergetic objective functions. Physical models of the equipment used in the case study (heat exchanger and direct-contact heat exchanger) are also covered.

2.2.1. Multiobjective optimization

Multiple objective functions for energy system optimization has been used for heat exchanger and heat pump designs alike, for other objectives such as environmental impact, heat exchanger effectiveness or operating costs versus initial capital cost [9,10,38]. It has the advantages of overcoming the difficulty of weighting the objectives by keeping them separate and providing a trade-off solution set or Pareto front. This addresses the situation where a problem has multiple Pareto-optimal solutions. A solution with an acceptable trade-off between exergy efficiency and cost might be superior as a long term investment than a solution with a maximum capital value for a given time due to difficult to quantify reasons (i.e. energy distribution). The net present value and exergy efficiency are selected as objective functions and measure the quality of each solution. The optimization algorithm finds the best trade-off front between those two objectives for systems with various degrees of freedom.

2.2.2. Optimization method

Many engineering problems involve simultaneous optimization of several competing objectives. Often, there is no single optimal solution, but rather a set of alternative trade-off solutions. These are difficult problems for which evolutionary algorithms (EA) are particularly well-suited. Since EA work with a population of solutions, it can be extended to maintain a diverse set of trade-off solutions in a single simulation run [39]. The non-dominated sorting EA (NSGA) has shown to be superior over a variety of test functions [40]. Additionally, its second iteration (NSGA-II) uses the crowding distance approach to improve performances by spreading the solutions along the Pareto-optimal front [37,41]. In NSGA-II, the parent and offspring population (each of size N) are combined and evaluated using a non-dominated approach, an elitism approach, and a crowding approach. The described design Optimization procedure is resorting to the global optimization toolbox with multiobjective GA of the computing environment MATLAB [42]. The chosen setting parameters for the algorithm are presented in Appendix A.

2.2.3. Economic objective function

The first objective function for optimization is the economic value of an installation. In order to estimate the cost of every project (in USD), cost correlations are used for the added equipment [14,43,18]. As shown in (1), these correlations are proprietary for the type of equipment ($C_{equipment}$) then corrected to account for materials of construct (f_{mat}), shipping ($f_{shipping}$), installation (f_{ICF}), direct costs such as materials and labor necessities for installation (f_{DC}), indirect costs for administrative and engineering costs (f_{IC}), and the economic index of equipment (CE) which updates older correlations [44]. Equipment specific cost correlations, correction factors and economic indexes used in this study are presented in Appendix B.

$$C_{final} = f_{mat} * f_{shipping} * f_{ICF} * f_{DC} * f_{IC} * \frac{CE_{actual}}{CE_{correlation}} * C_{equipment} \quad (1)$$

To combine initial investment cost and the profitability in the objective function, the net present value is used to compare systems. To assess the net value of any proposed project, the return on the investment must be evaluated. Thus, the following cash flows are considered:

- Electricity cost of 0.0278 \$/MJ (0.10 \$/kWh) to feed pumps. This is based on electricity costs for medium sized plant in North America converted to USD [45].
- Steam production cost of 0.0076 \$/MJ (8.00 \$/MMBtu) to produce 3 MPa steam at utilities [46]
- Annual maintenance cost estimated to 5% of the initial capital cost C_{final} of installation [25]

2.2.4. Exergetic objective function

Exergy destruction [47] serve as the second objective function. By using this parameter, the global efficiency is evaluated on a common basis for heat exchange, to heat pumping alike. Moreover the quality and degradation of energy is taken into account. Minimizing the exergy destruction of an installation gives priority to the application of low quality energy sources, which leads to savings in the high quality energy demand, such as electricity or steam,. When comparing two projects with the same utility, using this parameter can give insight into the distribution of resources such as pumping power consumptions, or steam demand. The exergy at each control point (E_i) and exergy destruction are calculated for every energy transfer as illustrated by (2) -(3).

$$E_i = \dot{m}_i * [(h_i - h_0) - T_0(s_i - s_0)] \quad (2)$$

$$E_{D} = \sum E_{in} - \sum E_{out} \quad (3)$$

. In general, direct-contact heat exchange requires the use of chemical exergy. In this study water is heated by the condensation of water vapor from humid air. For this, physical exergy is sufficient as there are no composition changes or chemical reaction. Some air may have been dissolved in the water during the heat exchange, but at the temperatures studied in this article the difference in solubility is so low that it is negligible.

2.3. Physical modeling

Each heat recovery scenario under consideration has models related to what equipment is added the HEN. Four basic models are discussed in the following sections: direct contact heat exchanger (water-humid air), shell and tube heat exchangers for single and dual phase heat exchange, and pumps. Each of these models has a set of design variables required to fully define the equipment's geometry and performances. This section overviews equipment models and corresponding design variables, the input for the optimization's objective function. Fluid properties are evaluated using the thermophysical fluid property library CoolProp [48].

2.3.1. Direct-contact heat exchanger design procedure

The design procedure for direct-contact heat exchange of water and humid air is based on the effectiveness-NTU method for cooling towers [49]. This model requires the heat exchanger's heat transfer effectiveness (ϵ) be given by the designer. To fully define the model, the water flowrate \dot{m}_w is the chosen design variable. The iterative procedure to evaluate the output conditions of both fluids from the heat exchanger is presented in Appendix C.

2.3.2. Shell and tube heat exchanger design procedure

The adopted design procedure is based on the ϵ -NTU method as described in [19]. This model requires the following design decisions from the designer: materials for shell and tubes and the allocation of tube-side or shell-side streams. The following five design variables fully define the model: Length of tubes per passes L_{tube} , tube outer diameter d_o , shell diameter D_s , baffle spacing B , and number of tube passes n . The mean heat transfer coefficient U is computed through equation (4). In the case study, fouling resistances for the shell and tube sides have a supposed value of $0.176 \frac{m^2 \cdot K}{kW}$ based on the types of fluids considered [15].

$$U = \left[\frac{1}{H_s} + R_{fouling,s} + \frac{d_o}{d_i} * \left(\frac{1}{H_t} + R_{fouling,t} \right) \right]^{-1} \quad (4)$$

Simplifying relations for tube inside diameter d_i , pitch Pt , and number of tubes per pass Nt (5)-(7) lower the amount of degrees of freedom of the model. In addition, it maintains feasible values for heat exchanger dimensions [20]. For these relations, tube configuration is defined as squared pitch for all shell and tube heat exchanger designs.

$$d_i = 0.8 * d_o \quad (5)$$

$$Pt = 1.25 * d_o \quad (6)$$

$$Nt = K1 * \left(\frac{D_s}{d_o}\right)^{n1} \quad (7)$$

Two physical parameters must be calculated for both shell and tube sides; the heat transfer coefficients (H_s and H_t) and the friction factors (f_s and f_t). Depending on the flow regime and physical properties of fluids on each side of the heat exchanger, correlations for heat transfer and friction coefficients are presented in Appendix D. Correlations include single phase flow, and tube-side condensation.

2.3.3. Pump design procedure

Pump modeling is centered on the required pumping load required to negate the pressure losses in the equipment. If a piece of equipment is added onto an existing fluid line, it is assumed that the pump already in place will be used. For new fluid lines such as for the installation of a direct-contact heat exchanger, the cost associated with the purchase of a new pump is considered. It is assumed that the pumping charge can physically be taken over by a centrifugal pump, hence the choice of the cost function. All pumping charges are considered to have an overall efficiency of 70% to estimate the electrical power consumption of this piece of equipment.

2.4. Constraints

To respect the allowable range of application of the previous correlations, the design variables can only have a limited range of values. A total of seven distinct design variables are present between the models, boundaries for the optimization are shown in Table 3.1.

Table 3.1 : Optimization variables boundaries

Design variable	Description	unit	Lower bound	Upper bound	Related model
m_w	Water mass flow rate	$\frac{kg}{s}$	1	limited by humid air output temperature	Direct-contact heat exchanger
L_{tube}	Tube length	m	0.5	3	
d_o	Tube outer diameter	m	0.0125	0.0508	
D_s	Shell diameter	m	0.635	1	Shell and tube heat exchanger
B	Baffle spacing	m	0.102	0.61	
n	Number of tube pass	-	1	8	

3. Case study

The case study is based on a pulp and paper plant with interest in lowering their energy consumption, a lot of which revolves around heating process water. Simultaneously, there are multiple low temperature effluents in proximity to the water intake. Any project under consideration must have maximum repay period of two years. Thus, the net present value will be evaluated over that period. First, streams within the plant's HEN are selected as potential heat sources for the process water heating, while considering proximity and the presence of obstacles between streams. This greatly reduced the available number of heat sources and sinks considered for heat integration analysis. Second, the current HEN arrangement for the process water heating is considered for a base case scenario. The addition of heat exchangers is investigated through the use of the Grand Composite Curve method. This Pinch analysis technique is employed to define minimum energy targets. Based on those targets and the equipment needed to achieve them, a limited number of retrofit scenarios are proposed. Finally, multiobjective optimizations are used to obtain the best possible design and performance for each scenario.

3.1. Stream identification

The streams identified as heat sources for the process water preheat are presented in Table 3.2. Streams 1, 2 and 3 are humid air coming out of a heat exchange subsystem for air conditioning at 110 kPa. Therefore, to maximize heat recovery, the usage of direct contact heat exchangers will be used in order to take advantage of the latent heat of the water vapor portion of humid air. Furthermore, these streams have a lower limit of cooling of 55°C in order to safely respect regulations concerning humid air effluents and to avoid *Legionellosis* proliferation [50]. Stream 4 consists of white water effluents sent to a central water cooling tower and biocide treatments. Stream 5, the heat sink, consists of the clear water intake preheat. The ideal output temperature of this stream is of 42°C to enable optimum performances of the pulp and paper plant's processes. Annual mean temperature levels are used for this study.

Table 3.2 : Streams considered for heat integration analysis

Stream	Description	Current	Intake Relative humidity (%)	T _{in} (°C)	T _{out} (°C)	CP (MW/°C)	m _{dot} (kg/s)
1	Humid air from paper drying process	Hot	100	71	>55	0.079	2.48 ¹
2		Hot	38.6	93	>55	0.026	2.06 ¹
3		Hot	100	73	69.5	0.245	5.67 ¹
4	White water effluents	Hot	-	39.1	<39.1	0.183	43.69
5	Fresh water intake	Cold	-	13.2	42	0.093	29.13

¹ Dry air mass flow-rate at 110 kPa

3.2. Existing heat exchange network

The plant is already taking advantage of some heat recovery opportunities, specifically by coupling streams 3 and 5. A direct contact heat exchanger ($NTU = 0.4804$) on stream 3 provides some heating to stream 5, but requires a static pressure rise of 250 kPa for the water to reach the heat exchanger with sufficient pressure. Since there are other heat exchangers downstream of this direct-contact heat exchanger, and to avoid altering downstream heating utilities, additional heat recovery is not considered using stream 3. As shown in Figure 3.1, the remaining heat utility for

stream 5 is provided with steam at 293 kPa gauge, which is produced by expanding 3 MPa steam from a central natural gas boiler. The boiler's exergy efficiency is assumed to be 42 % of steam production as shown in (8). This expression based on exergy studies for industrial boilers remains conservative since the exergy destruction in flue gas and heat losses are neglected [51]. The condenser's dimensions are presented in Appendix E. Considering ambient conditions to be 25°C and 101.3kPa, the existing system generates 3,0 MW total exergy destruction, with 1,7 MW of exergy lost in the boiler, a steam consumption of 1.25 kg/s and an electrical pumping load of 17 kW. This leads to energy costs of about 1.40 \$/h (0.0278 \$/MJ) and 72.44 \$/h (0.0076 \$/MJ) for electricity and steam requirements respectively. Any heat recovery scenario should aim at reducing the overall steam demand, for a minimal rise in electricity consumption.

$$E_{D(boiler)} = E(\text{saturated steam, 3 MPa}) * \left(\frac{1 - n_{exe}}{n_{exe}} \right) \quad (8)$$

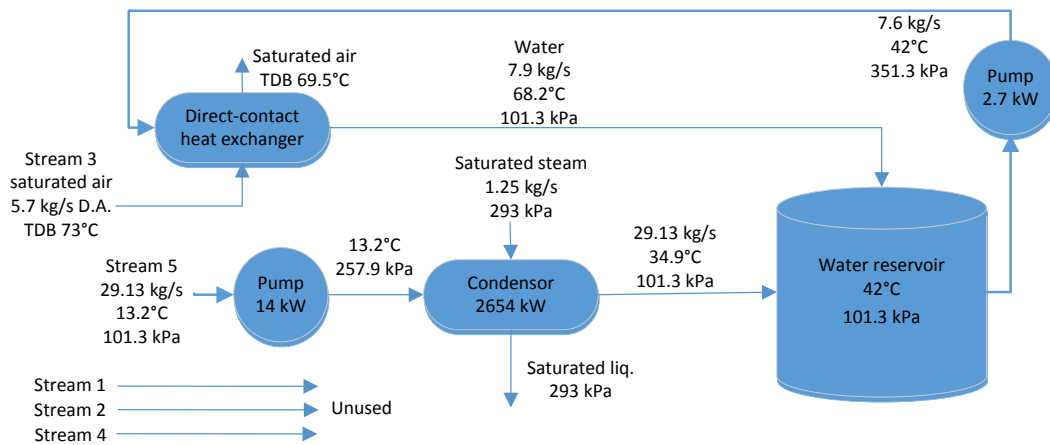


Figure 3.1. Base case scenario

3.3. Selection of heat integration scenarios

Multiple systems are selected as potential scenarios from the heat integration analysis. These scenarios are chosen for the feasibility of their installation in the plant, their potential for a high investment value, and superior exergy efficiency. A pinch temperature difference of 10°C has been chosen arbitrarily for the selection of promising scenarios. However, their optimization will redefine pinch, equipment design, and recovered heat for the optimal Pareto solution set. For every proposed system, the existing heat recovery efforts presented in Figure 3.1 are considered.

Scenario 1, as shown in Figure 3.2, is the application of a direct-contact heat exchanger using either stream 1 or 2. The exchanger's effectiveness has a given value of $\epsilon = 90\%$. From plotting the Grand composite curve, there is enough energy in stream 1 to reduce the heating load of stream 5 to 1.4MW. Water is being pumped to the building roof which requires an estimated pressure rise of 250 kPa to reach the unit. Hot water and condensate from this heat exchanger are then mixed with stream 5. This model only has one degree of freedom. Namely, the water flow-rate to the direct-contact heat exchanger. The use of EA is not required in this case.

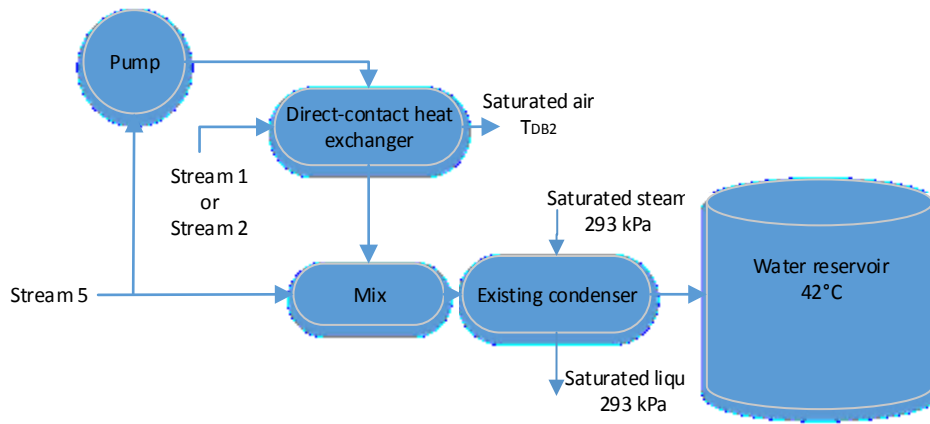
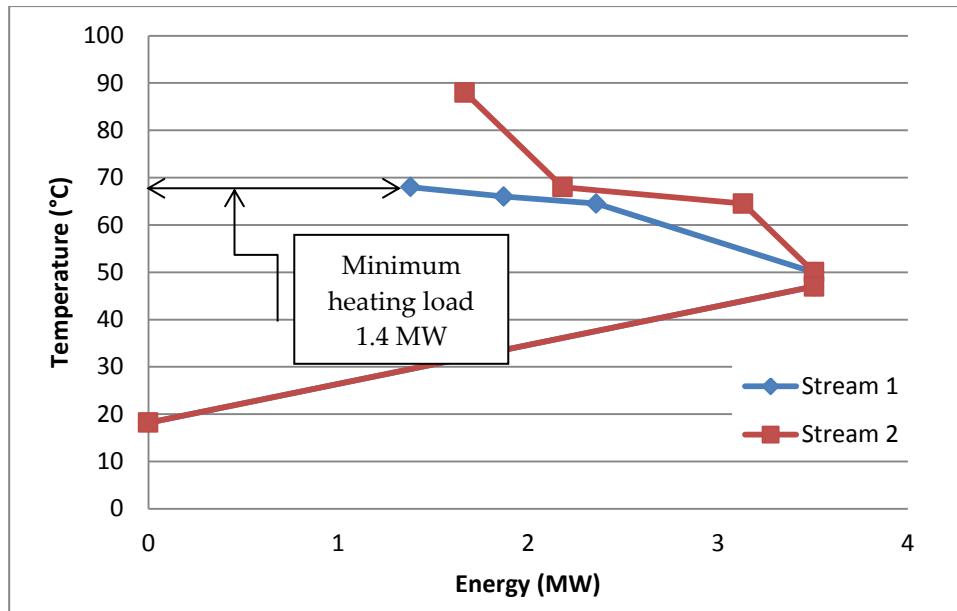


Figure 3.2 Scenario 1 – direct-contact heat exchanger (streams 1 or 2, 3 and 5)

Scenario 2 is the application of a shell and tube heat exchanger between streams 4 and 5. The grand composite curve (Figure 3.3) show that stream 4, when cooled to 25°C has the potential to reduce the heating load of stream 5 to 0.7MW with 0.6 MW of cooling left in stream 4. Some of the remaining heat in stream 4 could be recovered either by lowering the pinch or by heat pumping across the utility pinch. Heat pumping in this case would not be interesting due to the short acceptable payback period and a limited return on investment with 0.7 MW of steam demand remaining after heat integration. This model has five degrees of freedom, namely design variables for the shell and tube heat exchanger.

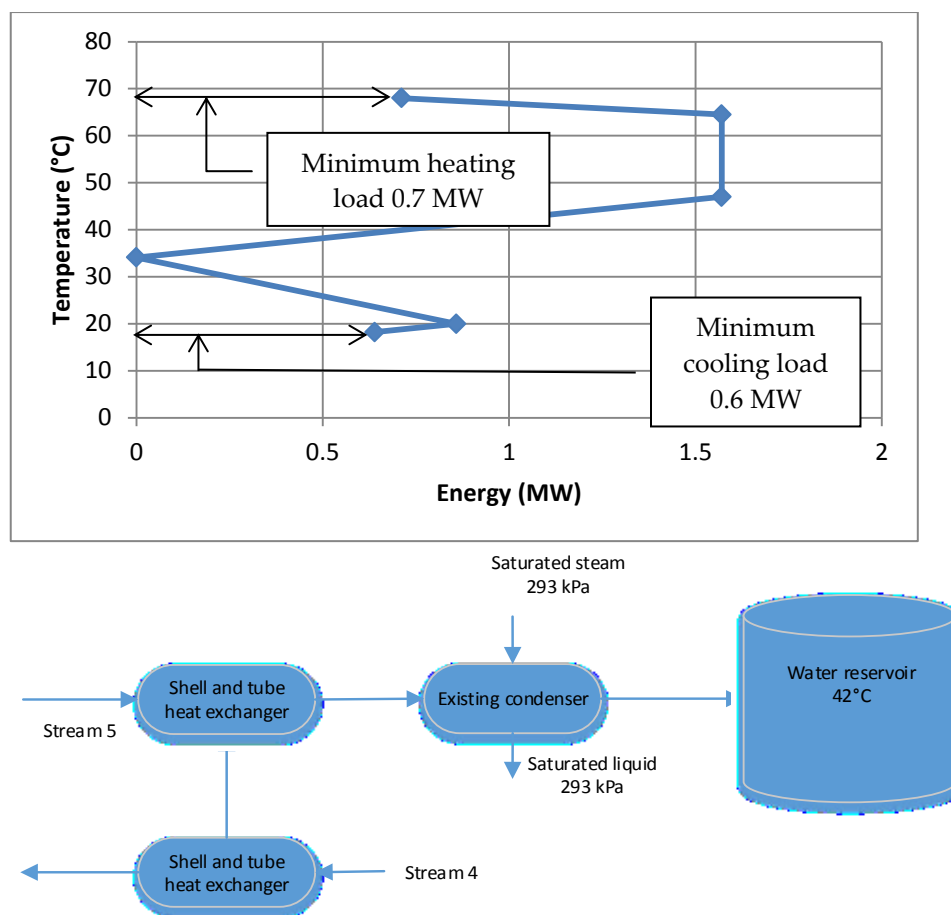


Figure 3.3. Scenario 2 – Shell and tube heat exchanger (streams 3, 4 and 5)

Scenario 3 is a combination of the previous two systems, which, as shown in Figure 3.4, has the potential to provide enough recuperated heat to cover the entire steam demand of stream 5. However, this is considering that all the allowable energy is taken from streams 1 or 2, 3 and 4. This scenario's optimization should divide the heat recovered between the two equipments, for optimal solutions between cost and exergy destruction. This model is a combination of the two previous scenarios. Therefore, it has six degrees of freedom. The topology of the equipments used in this scenario is shown in Appendix E.

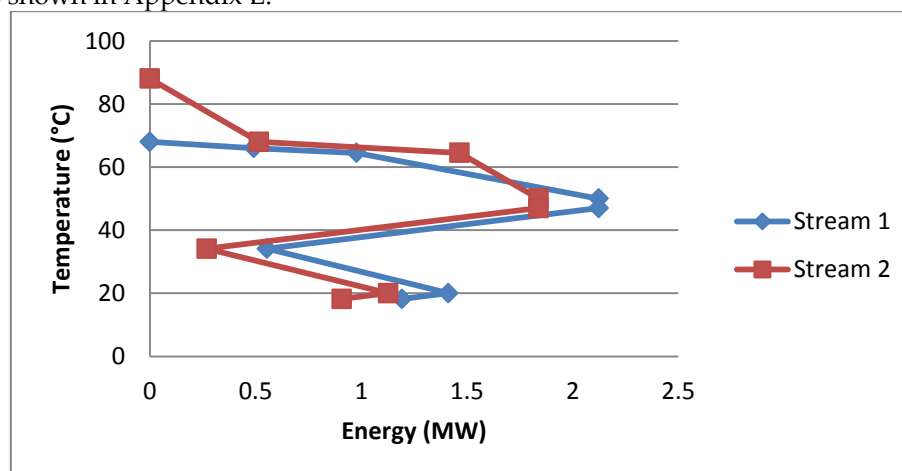


Figure 3.4. Scenario 3 – Direct contact heat exchanger coupled with shell and tube heat exchanger (streams 1 or 2, 3, 4 and 5)

4. Results

Figure 3.5 shows Pareto fronts for the optimization of both the net present value of each scenario for a payback period of two years with interest rate of 5%. Exergy destruction are compiled for the entire water preheat process, including steam production and expansion from 3 MPa to 293 kPa. The payback period was selected as a minimal investment requirement, which means that only systems that can recover their cost within two years should be considered as a viable investment. Significant information can be obtained by examining each of the scenario's Pareto front. The best economical solution found for each scenario (designs 2.1 and 3.1) are presented in Table 3.3. The corresponding physical properties of these installations are presented in Appendix E. Alternative designs for scenario 2 and 3 are selected arbitrarily. Design 2.2 is the solution which generates exergy losses halfway (845 kW) between maximum value solution (design 2.1 – 1254 kW) and marginal value (654 kW). Design 3.2 is the last solution for lower exergy destruction before the Pareto front for scenario 3 plummet.

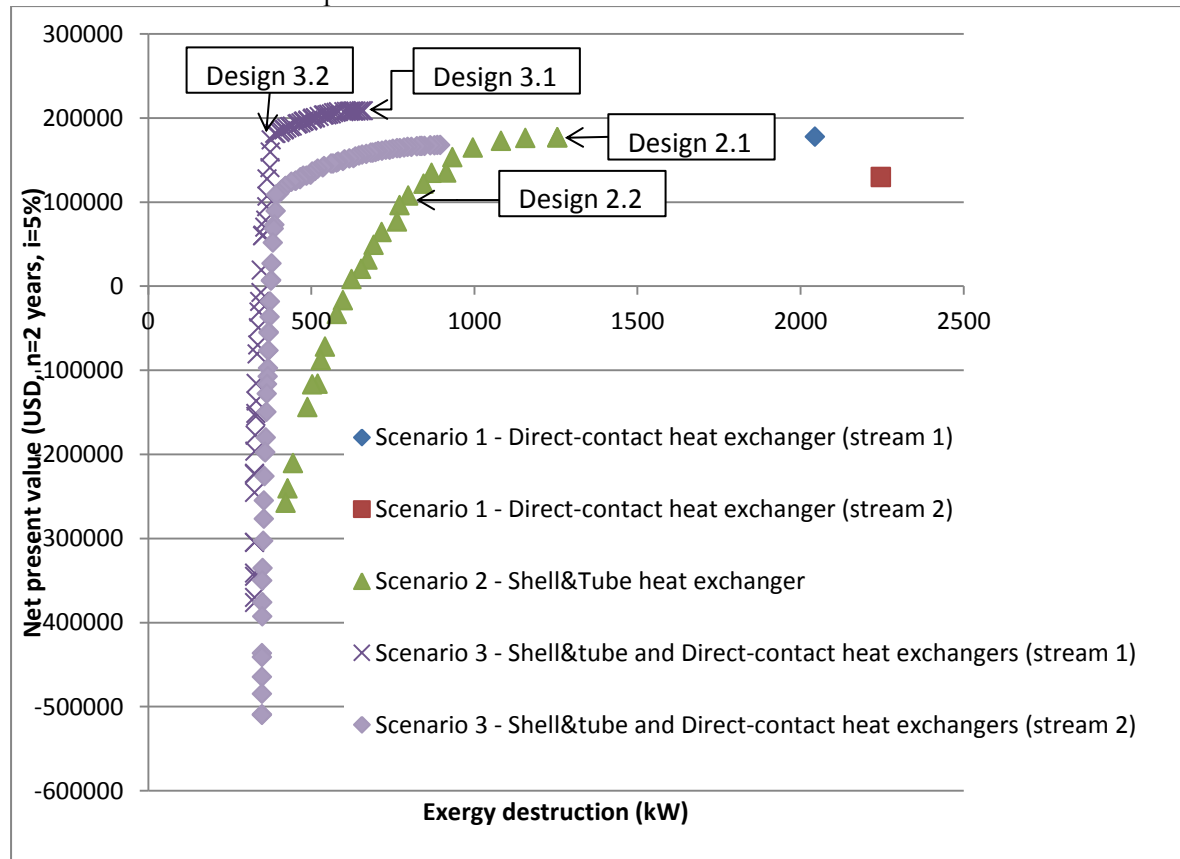


Figure 3.5. Pareto front of heat recovery scenarios for water heating complete exergy analysis

Table 3.3 Optimized heat recovery scenarios for maximum net present value

	Scenario 1 stream 1	Scenario 2	Scenario 3 stream 1
NPV(k\$,n=2,i=5%)	178	177	250
C _{final} (k\$)	270	520	790

Cashflow (k\$)	241	375	559
Exergy destruction (MW)	2,04	1,26	0.55
Steam demand (MW)	1,6	0,9	0.2
Electric demand (kW)	19	25	27
Flowrate to direct-contact heat exchanger (kg/s) $\epsilon = 90\%$	4.5	-	4.5

Table 3.4. Alternative optimal solutions – Scenario 2 and scenario 3

	Design 2.1	Design 2.2	Design 3.1	Design 3.2
Material [Shell and tube]	stainless steel			
Shell side	stream 5			
Tube side	stream 4			
A (m ²)	95	156	95	121
L (m)	2.2	2.9	2.2	2.0
do (m)	0.014	0.015	0.014	0.014
Ds (m)	0.64	0.71	0.64	0.74
B (m)	0.15	0.15	0.15	0.17
n	1	1	1	1
Flowrate to direct-contact heat exchanger (kg/s) $\epsilon = 90\%$	0	0	4.5	3.8
Economic parameters				
NPV(n=2,i=5%) (k\$)	177	122	301	208
C _{final} Shell and tube heat exchanger (k\$)	520	730	522	615
C _{final} direct-contact heat exchanger (k\$)	-	-	253	253
C _{final} pump to direct-contact heat exchanger (k\$)	-	-	22	21
C _{final} total (k\$)	520	730	797	889
Cashflow (k\$)	375	458	591	590
Payback period (month)	17	19	17	18
Exergetic parameters				
Exergy destruction (kW)	1254	845	465	428
Recovered heat (kW)	1.7	2.1	2672	2684
Steam demand (MW)	0.9	0.5	0	0
Added pumping shell side (kW)	0.2	0.2	6.5	5.0
Added pumping tube side (kW)	8.2	10.5	0.2	0.1
Added pumping to direct-contact heat exchanger (kW)	-	-	3.2	2.8

5. Discussion

In all examined scenarios, the design values for different combinations of equipment were studied in retrofit to an existing HEN. By optimizing for both the economical and exergy performances, these scenarios can be evaluated and compared. As observed in Figure 3.5, scenario 1 – Direct-contact heat exchanger, is economically justifiable for a payback period of two years. This scenario's heat recovery is limited by the minimum air output temperature of 55°C, limiting the water flow to the direct-contact heat exchanger to 4.5 kg/s (stream 1). Because some of the heating is still provided with steam, exergy destruction are higher than comparing scenarios with stream 1 (2.0 MW) and stream 2 (2.2 MW). However it is significantly lower than the base case scenario (3.0 MW). Considering that steam demand is greatly reduced from 2.7 MW to 1.6MW it is still a viable retrofit option when using stream 1.

Scenario 2 – Shell and tube heat exchanger shows an acceptable net present value and less exergy destruction than scenario 1. Exergy destruction are lower due to stream 4 having lower quality energy than streams 1 or 2 (humid air). Furthermore, there's more recoverable energy from this heat source, therefore, higher steam economy. The multiobjective optimization gives a solution set that amounts to a pinch of 12°C for the best economical solution (design 2.1). As shown in

Table 3.4, design 2.2 shows significantly more heat recovered (0.3 MW) with an annual return of 40% of the cost difference with design 2.1.

Scenario 3 – Shell and tube and direct-contact heat exchangers has the highest net present value for the minimum payback period of two years. The optimal economic solution for this scenario is a combination of the best economic designs for scenarios 1 and 2 and consequently also generates less exergy destruction (reduction of 82% compared to base case). For this solution, the reduction of the steam demand (0.0076\$/MJ) enables and energy cost saving of 89% compared to the base case scenario. This is due to more recoverable heat from streams 1, 3 and 4 as shown in the targeting stage. As shown in

Table 3.4, designs 3.2 essentially has a similar return on investment as the maximum NPV design 3.1 as the heat demand is meant in both. Designs 3.2 invests more into the shell and tube heat exchanger as it is more exergy efficient than the direct-contact heat exchanger. However, since the direct-contact heat exchanger cost is independent of its heat load, its cost is not lower.

Due to the imprecise nature of techno-economic correlations, the addition of exergy destruction gives in the case of scenario 2 an indicator for preferable long term investment. Depending on the allowable investment value, scenarios 1 or 2 can be implemented first and then upgraded to scenario 3 after a certain period. That way, cost is gradually distributed with a maximum steam demand reduction. The long term advantage of running multiobjective exergetic and economic optimizations is that for varying energy costs, the same optima for exergy will give better or worst economic values depending on exergy utilization. As future work, it is intended to adapt this design method to variables stream conditions, or a dynamic study, to quantify the advantages of having adjustable retrofit designs in response to variable energy demands.

6. Conclusion

In this paper, a different approach to exergoeconomics based on multiobjective optimizations has been developed. By keeping exergy and cost as independent objective functions. By optimizing both simultaneously, a number of Pareto-optimal retrofit solutions can be compared for their economic and exergetic performances. This gives more options to be considered than traditional design exergoeconomic methods which combine both parameters into a single composite objective function. Since each Pareto optimal solutions have fully defined dimensions, it is simpler to further analyze their design. Referring to the tested scenarios, multi-objective optimizations allows for a number of alternative retrofit solutions to be compared for their economic and exergetic performances. This gives more options to be considered than traditional heat exchanger design methods. In summary, the proposed method for this paper provides a quantifiable way to lower exergy losses without going too far from the economic optimum design. For scenario 2 - design 2.2, there is an appreciable decrease of exergy destruction (33%) and provides a higher return on investment (22%) compared to design 2.1. In this case, a more exergy efficient solution provides a higher return on investment (22%). Moreover, the fact that it acts directly on equipment design gives information as to what configuration of heat exchangers is advantageous. For scenario 3, making the shell and tube heat exchanger larger than design 3.1 reduces exergy destruction. However, doing so provides no economic advantages since the return on investment is already maximum and overall initial cost rises. For this scenario, it is shown that there is no economic

advantage to choosing more exergy efficient designs on the Pareto front as the direct-contact heat exchanger's cost is independent of its heat load. Choosing an adequate solution between cost and exergy efficiency can be justified by multiple factors. One example is where a limited production of steam is available. Reducing the steam demand for the process water preheat frees that steam for another process. Furthermore, as long as an adequate economic correlation exists for an equipment, this method has the potential to be applied. By using this method, the feasibility of proposed installations within an existing system can quickly be assessed to complement energy integration methods such as the grand composite curve. It has been demonstrated in the case study that the most economical solution for one of the retrofit scenario is also close to the most exergy efficient.

Acknowledgments: This project is a part of the Collaborative Research and Development (CRD) Grants Program at 'Université de Sherbrooke'. The authors acknowledge the support of the Natural Sciences and Engineering Research Council of Canada, Hydro-Québec, Rio Tinto Alcan, CanmetENERGY Research Center of Natural Resources Canada and Cascades 'Groupe d'Intervention en Énergie'.

Author Contributions: Mark-André Deslauriers wrote the paper and revised the manuscript. Mikhail Sorin, Bernard Marcos and Marc-André Richard codirected the modelisation, optimization and redaction for this paper.

Conflicts of Interest: The authors declare no conflict of interest.

Appendix A.

Genetic algorithm settings are selected to accommodate models with a varying number of design variables. Each generation was made of 15 times the number of design variables to ensure proper population diversity and avoiding premature convergence to a sub-optimal Pareto solution set. To stop the optimization, function tolerance was set at $1 \times \exp(-4)$. The number of best performing individuals of a generation transferred to the next one (Elite count) was set at 2. The fraction of individuals of each generation (Crossover fraction), excluding elite count, generated through recombination of selected individuals was 0.8. Crossover enables the algorithm to extract the best genes from different individuals to produce potentially superior children. The scattered crossover function randomly picks what design variable values, or genes, to pick from each parent and combine to form the child. Mutation adds to the diversity of a population, thereby increasing the likelihood that the algorithm generates individuals with better fitness. All individuals who are not bred or are not part of the elite count are subject to mutation by the adaptive feasible mutation function. This function generates a direction adaptive to the last successful or unsuccessful generation with respect to the models boundaries. Migration, where the best 20% of the previous population is copied to replace the worst individuals of the current population every 20 generations. This helps reduce convergence time with feedback from previous solutions. For the multiobjective parameters, the fitness assignment algorithm is the elitist non-dominated sorting GA (NSGA-II) with crowd distance to evaluate the population spread along the Pareto solution set [37]. To assure a diverse population, only 35% of the total population is comprised of individuals best rated by NSGA-II. Which means that when more than 35% of the total population belongs to the best non-dominated front, only those that are maximally apart from their neighbors according to the crowding measure are chosen for the next generation [52].

Table A1. Genetic algorithm setting parameters in MATLAB global optimization toolbox

Population		Reproduction	
Population type	Double vector	Elite count	2

Population size	15*numberofvariables	Crossover faction	0.8
Creation function	Constraint dependent	Mutation	
Initial population	generated at random	Mutation function	Constraint dependent
Initial scores	by nondomination	Crossover	
Initial range	within boundaries	Crossover function	Scattered
Stopping criteria		Migration	
Function tolerance	exp(-4)	Direction	Forward
Fitness scaling		Fraction	0.2
Scaling function	Rank	Interval	20
Selection		Constraint parameters	
Selection function	Tournament	Initial penalty	10
Tournament size	2	Penalty factor	100

Appendix B.

In order to account for additional costs of a new installation, the correction factors shown in Table B1 are used. $f_{mat} = 2.9$ is the material cost correction factor for stainless steel (SS) shell and tubes instead of a full carbon steel (CS) heat exchanger [14]. $f_{shipping} = 1.1$ is the shipping factor, which corrects the initial cost approximation to consider shipping costs. $f_{ICF} = 1.18$ is the installation cost factor, it accounts for the additional costs of installation for an equipment. f_{DC} is the direct cost factor, which considers the materials and labor required for the installation of a new equipment. $f_{IC} = 1.34$ is the indirect cost factor which considers the overhead administrative and engineering cost of the installation[53].

Table B1. Cost correlations and correction factors for heat recovery equipment

Component	Cost correlation (USD)	Input	f_{mat}	f_{DC}	CE_{actual} [44]	$CE_{correlation}$
Direct contact heat exchanger[25] (SS)	$175000 \left(\frac{Flow_{wet\ air}}{6.9444} \right)^{0.7}$	$\frac{m^3}{s}$	1	1.2	575.8	567.3
Heat exchanger «shell and tube»[14] (SS)	$32800 * \left(\frac{A_{Hex}}{80} \right)^{0.68}$	m^2	2.9	1.9	642.5	435.8
Pump «centrifugal»[14] (SS)	$1\ 970 (\dot{W}_{pump} * 10^3)^{0.71}$	W	1	1.2	943.4	435.8

Appendix C.

The iterative procedure to evaluate the output conditions of both fluids from the direct-contact heat exchanger is as follows (9) -(13);

$$\delta = (h_{in}^{sat} + h_{out}^{sat} - 2 * h_{ave}^{sat}) \quad (9)$$

$$f' = \frac{h_{sat2} - h_{sat1}}{T_{wout} - T_{win}} \quad (10)$$

$$\dot{m}_w^+ = \frac{\dot{m}_{win} * Cp_{win}}{f'} \quad (11)$$

$$\dot{m}_{min} = \min(\dot{m}_w^+, \dot{m}_{DA}) \quad (12)$$

$$\epsilon = \frac{\dot{m}_{win} * Cp_{win} * (T_{wout} - T_{win})}{\dot{m}_{min} * (h_{in}^{sat} - \delta - h_1)} \quad (13)$$

An initial saturated air output temperature is chosen.

Several increments ΔT_{out}^{DB} of that output temperature are set. The water output conditions are calculated from the mass and energy balance.

The water side capacity rate (\dot{m}_w^+) is calculated to evaluate the minimum fluid for the heat transfer effectiveness calculation (ϵ). To account for the non-linearity of enthalpy variations in humid air. The correction factor (δ) is employed.

When the last increment of ΔT_{out}^{DB} yields a ϵ greater than the given value, its value is decreased until the heat transfer rating is within an allowable error range of the given ϵ (1% in the case study for an effectiveness of 90%).[49].

Appendix D.

Appendix D presents heat transfer and friction coefficients for the shell and tube model based on flow regime and physical properties. Correlations include single phase flow, and tube-side condensation. For single phase heat exchange, the tube side heat transfer coefficient h_t and friction factor f_t are computed according to the flow regime, resorting to the following correlations (14) - (17) [15].

$$H_t = \frac{K_t}{d_i} * \frac{\left(\left(\frac{F_t}{2}\right)(Re_t - 1000)Pr_t\right)}{1 + 12.7\sqrt{\frac{F_t}{2}}\left(Pr_t^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \quad (14)$$

$$F_t = [1.82 * \log(Re_t) - 1.64]^{-2} \quad (15)$$

($2300 \leq Re_t \leq 10^5$; Gnielinski ; Darcy's friction factor)

$$H_t = \frac{K_t}{d_i} * \frac{\left(\left(\frac{F_t}{2}\right)Re_tPr_t\right)}{1.07 + 12.7\sqrt{\frac{F_t}{2}}\left(Pr_t^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \quad (16)$$

$$F_t = [1.58 * \log(Re_t) - 3.28]^{-2} \quad (17)$$

($10^5 \leq Re_t \leq 5 * 10^6$; Petukhov-Kirillov; Flonenko's friction factor)

The shell side heat transfer coefficient h_s and friction factor f_s are instead computed resorting to McAdams correlation and Kern's formulation respectively ($2000 \leq Re_s \leq 10^5$); (18) -(20).

$$H_s = \frac{K_s}{d_i} * \left[0.36 Re_s^{0.55} Pr_s^{1/3} \left(\frac{\mu_s}{\mu_w}\right)^{0.14} \right] \quad (18)$$

$$F_s = \exp(0.576 - 0.19 * \ln(Re_s)) \quad (19)$$

$$\Delta P_s = \frac{F_s * G_s^2 * \left(\frac{L_{tube}}{B}\right) * D_s}{2 * \rho_s * D_e * \left(\frac{\mu_s}{\mu_w}\right)^{0.14}} \quad (20)$$

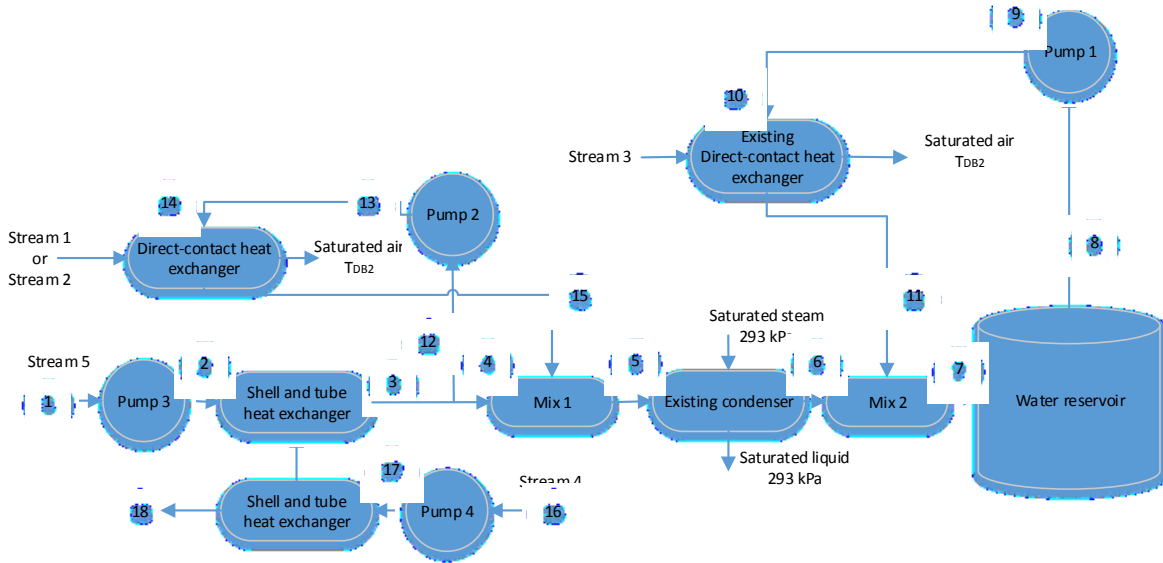
For in-tube condensation, the heat transfer coefficient is computed using Cavallini-Zecchin's correlation (21)-(22) [23].

$$Re_{eq} = Re_v * \frac{\mu_g}{\mu_l} * \sqrt{\frac{\rho_l}{\rho_v}} + Re_l \quad (21)$$

$$H_t = \frac{K_t}{d_i} * 0.05 * Re_{eq}^{0.8} * Pr_t^{1/3} \quad (22)$$

Appendix E.

The optimized parameters for maximum net present value over a period of two year with 5% interest rate are presented in this appendix. Figure E1 shows the optimized properties of the studied streams, as well as the resulting electrical loads for pumping and steam demand. Dimensions of the existing condenser are presented in Figure E2.



Control point	Reference case			Scenario 1 - stream 1 ($T_{out}^{DB} = 55^{\circ}C$)			Scenario 2			Scenario 3 - stream 1 ($T_{out}^{DB} = 55^{\circ}C$)		
	T (°C)	P (kPa)	M (kg/s)	T (°C)	P (kPa)	M (kg/s)	T (°C)	P (kPa)	M (kg/s)	T (°C)	P (kPa)	M (kg/s)
1	13.2	101.3	29.1	13.2	101.3	29.1	13.2	101.3	29.1	13.2	101.3	29.1
2	13.2	436.7	29.1	13.2	441.2	29.1	13.2	633.7	29.1	13.2	587.4	29.1
3	13.2	436.7	29.1	13.2	441.2	29.1	27.2	430.3	29.1	27.0	434.0	29.1
4	13.2	436.7	29.1	13.2	441.2	24.6	27.2	430.3	29.1	27.0	434.0	24.6
5	34.9	101.3	29.1	21.9	441.2	29.5	34.9	101.3	29.1	33.5	434.0	29.4

6	34.9	101.3	29.1	35.0	101.3	29.5	34.9	101.3	29.1	35.0	101.3	29.4
7	42.0	101.3	37.0	42.0	101.3	37.4	42.0	101.3	37.0	42.0	101.3	37.3
8	42.0	101.3	7.6	42.0	101.3	7.6	42.0	101.3	7.6	42.0	101.3	7.6
9	42.0	351.3	7.6	42.0	351.3	7.6	42.0	351.3	7.6	42.0	351.3	7.6
10	42.0	101.3	7.6	42.0	101.3	7.6	42.0	101.3	7.6	42.0	101.3	7.6
11	68.2	101.3	7.9	68.2	101.3	7.9	68.2	101.3	7.9	68.2	101.3	7.9
12	-	-	-	13.2	441.2	4.5	-	-	-	27.0	434.0	4.5
13	-	-	-	13.2	351.3	4.5	-	-	-	27.0	351.3	4.5
14	-	-	-	13.2	101.3	4.5	-	-	-	27.0	101.3	4.5
15	-	-	-	66.0	101.3	4.9	-	-	-	66.9	101.3	4.8
16	39.1	101.3	43.7	39.1	101.3	43.7	29.7	101.3	43.7	39.1	101.3	43.7
17	39.1	101.3	43.7	39.1	101.3	43.7	29.7	104.3	43.7	39.1	104.3	43.7
18	39.1	101.3	43.7	39.1	101.3	43.7	39.1	101.3	43.7	35.0	101.3	43.7
P1 (kW)	2.7			2.7			2.7			2.7		
P2 (kW)	0.0			1.6			0.0			1.6		
P3 (kW)	14.0			14.4			22.2			20.5		
P4 (kW)	0.0			0.0			0.2			0.2		

Figure E1. Combined system for reference case and scenario 1 to 3

Tube material	Stainless steel		Tube configuration	Triangular pitch 60°	
tube outer diameter (in/m)	0.75	0.0190	Tube inner diameter (in/m)	0.652	0.0166
Tube length (in/m)	90	2.29	Tube pitch	1.25*do	0.0238
tube passes	2		Number of tubes per passes	55	
Shell material	Stainless steel		Shell configuration Condensation shell side	SA-53 gr. B Type E One pass shell	
Shell diameter (in/m)	11 7/8	0.302	Baffle spacing (in/m)	18	0.457

Figure E2. Existing condenser specifications

CHAPITRE 4 SOLUTIONS

SUPPLÉMENTAIRES À L'ÉTUDE DE CAS

Dans cette section, des modèles supplémentaires à l'article (Chapitre 3) sont présentés. La procédure de design de la pompe à chaleur ainsi que l'algorithme d'optimisation sont décrits. Les corrélations de coûts sont sélectionnées et la nécessité du concept d'exergie pour la comparaison des scénarios de retrofit est expliquée.

4.1.1 Étape 1 : Ciblage

Les cibles énergétiques sont d'abord évaluées pour divers scénarios de revalorisation de chaleur. Les grandes courbes composites sont tracées pour les configurations possibles de sources et puits de chaleur. L'évaluation des systèmes est basée sur trois facteurs :

- La quantité de chaleur revalorisée par intégration énergétique (par réseau d'échangeurs de chaleur)
- La possibilité de combler le besoin de chauffage restant à l'aide d'une pompe à chaleur
- Le nombre minimum d'échangeurs de chaleur

4.1.2 Étape 2 : Optimisation

De nombreux problèmes d'ingénierie doivent faire le compromis entre l'optimisation de nombreux objectifs en contradiction. La plupart du temps il n'y a pas une seule solution optimale, mais un groupe de solutions optimales de trade-off entre les objectifs. Les algorithmes génétiques (GA) sont particulièrement adéquats pour ce genre de problèmes. Puisque les GA convergent à partir d'une population de solutions, l'algorithme peut être modifié afin de donner les solutions d'optimisation multiobjective dans une seule simulation [39]. Le "fast non-dominated sorting evolutionary algorithm" (NSGA-II), basé sur les algorithmes génétiques, combine une approche de non-dominance, une approche élitiste, et une approche de "crowding" afin de produire les fronts optimums de trade-off,

ou fronts Pareto-optimums d'optimisation multiobjective [37,41]. Dans un premier temps, une population est générée de façon aléatoire et est triée en fonction de la non-dominance des solutions. Pour la première génération, le processus de sélection, recombinaison, et mutation du GA sont employés pour produire une nouvelle population. Les générations subséquentes suivent les trois étapes suivantes pour converger vers le front Pareto optimal.

1. La population présente et la population précédente, de taille N , sont combinées. Puisque les populations précédente et présente sont considérées, l'élitisme est appliqué. Les individus de la population combinée de taille $2N$ sont triés en fonction de leur non-dominance pour les objectifs. Les solutions triées sont divisées en fronts de non-dominance.
2. Pour chacune des fonctions objectives, les individus dans chaque front non dominant sont triés en ordre croissant de performance. Une nouvelle population de taille N est créée en prenant d'abord les meilleurs individus du front 1, ensuite du front 2, etc. jusqu'à ce que N individus soient sélectionnés. Ainsi les individus des meilleurs fronts non dominants sont priorisés par rapport aux solutions moins performantes [54].
3. La nouvelle population de taille N passe maintenant par GA pour produire la génération suivante par sélection, recombinaison ou mutation de ses individus.

La procédure d'optimisation ici décrite a recours à la toolbox d'optimisation globale avec GA multiobjective de MATLAB [52].

4.2 Objectif 1 : Rendement économique

Le calcul du rendement économique de tous systèmes peut en soi être un problème complexe pour lequel plusieurs objectifs se contredisent. D'un côté l'investissement initial doit être minime. D'un autre, le retour sur l'investissement doit permettre de justifier la valeur de l'investissement. Dans cette section, les corrélations permettant d'estimer l'investissement initial d'intégration du système de récupération thermique sont présentées. Ensuite, certains outils d'analyse économique sont présentés. Ces derniers serviront

d'abord à justifier le coût d'un système de revalorisation de chaleur par les économies dues à la diminution de la consommation énergétique. Ensuite, ces mêmes outils seront employés pour comparer les solutions les plus économiquement viables afin d'aider la sélection d'un design de retrofit du réseau d'échangeur de chaleur.

4.2.1 Modèles économiques des composants

Afin d'évaluer le rendement économique d'un système de revalorisation de chaleur, il faut d'abord pouvoir en estimer le coût. Le Tableau 4.1 montre les corrélations de coût reliées aux équipements supplémentaires à ceux présentés dans l'article (Chapitre 3). La même formulation présentée dans l'article pour la correction des corrélations de coût (Équation (1)) est applicable.

Tableau 4.1 : Corrélation des coûts de composants de la pompe à chaleur

Composant	Corrélation de coût (USD)	Entrée	f_{mat}	f_{DC}	CE_{actual} [44]	$CE_{correlation}$
Évaporateur «Shell&tube»[14] (SS)	$32800 * \left(\frac{A_{Hex}}{80}\right)^{0.68}$	m^2	2.9	1.5	642.5	435.8
Condenseur «Shell&tube»[14] (SS)	$32800 * \left(\frac{A_{Hex}}{80}\right)^{0.68}$	m^2	2.9	1.2	642.5	435.8
Compresseur à vis (incluant le moteur)[18]	$1\,490 \left(\frac{\dot{W}_{comp}}{745.7}\right)^{0.71}$	W	1	1.2	943.4	325

¹ Le reste des corrélations de coût et des facteurs de correction sont présentés dans l'article à l'Appendix B.

4.2.2 Outils d'analyse économique

De nombreuses méthodes permettent d'évaluer et comparer des projets industriels en tant qu'investissement. Le temps de recouvrement maximum acceptable pour le partenaire industriel est de deux ans. Les solutions qui vont être étudiées plus en profondeur doivent donc au moins respecter ce critère. Les fonctions économiques sont listées en ordre de complexité.

- La première est simplement le temps de recouvrement. Si le flux monétaire positif est soustrait du coût d'investissement à chaque période. Le temps de recouvrement est simplement la période où la valeur incrémentale devient nulle.

- La seconde fonction économique est celle de la valeur actuelle nette (NPV). Il y a quelques avantages à une analyse NPV. Premièrement, la méthode permet de considérer le coût d'investissement, le retour sur l'investissement ainsi qu'un taux d'actualisation. On peut donc comparer divers scénarios de retrofit et déterminer à quel taux d'emprunt, le système devient marginalement rentable. La NPV des scénarios de retrofit est tracée pour une gamme de taux de recouvrement. Pour calculer la NPV, il faut déterminer tous les flux monétaires sur une période donnée en fonction d'un taux d'actualisation donné, tel que montré dans Eq. 4.1.

$$NPV = \sum_{t=1}^N \frac{F_t}{(1+I)^t} - C_{final} \quad \text{Eq. 4.1}$$

où

- F_t : Flux monétaires (\$)
- N : Période
- I : Taux d'actualisation (%)
- C_{final} : Investissement initial (\$)

- La troisième fonction économique est le taux de rendement interne, Eq. 4.2. Elle représente la rentabilité d'un investissement, c'est-à-dire que si TRI > 0, alors on se retrouve dans une situation rentable. Du point de vue financier, plus le TRI est élevé, meilleur est le projet. Pour le calculer, la formule suivante doit être appliquée, en utilisant les mêmes variables que précédemment.

$$TRI = I \text{ tel que } NPV(I) = 0 \quad \text{Eq. 4.2}$$

En d'autres mots, le TRI représente la valeur minimale du taux d'actualisation pour que la NPV de l'investissement soit positive.

4.3 Objectif 2 : Minimiser les pertes d'exergie

Tel que discuté au Chapitre 3 ARTICLE, l'optimisation multiobjective doit considérer deux aspects du retrofit. D'abord, les pertes d'exergie causées par le retrofit, par récupération thermique ou pertes de pression et pompage. Ensuite, la réduction des pertes d'exergie doit être quantifiée dans les procédés. Ce faisant, des fronts Pareto peuvent être générés par NSGA-II puisque le rendement économique et les pertes d'exergie considérées sont en

concurrence. Par la suite, les pertes exergetiques de chacun des procédés en retrofit sont considérées afin de déterminer quel système permet de réduire davantage les pertes d'exergie à un rendement économique acceptable. L'utilisation du principe d'exergie est primordiale pour ce problème pour deux raisons. Premièrement, l'exergie permet de considérer la dégradation de la qualité de l'énergie, il est donc possible de comparer les systèmes d'échangeur et de pompe à chaleur sur une même échelle d'efficacité exergetique. Ensuite, puisque l'énergie de haute qualité possède une haute exergie les solutions causant moins de pertes d'exergie sont celles qui diminuent davantage la consommation de vapeur tout en assurant une demande électrique minimale pour le pompage. Ainsi, minimiser les pertes d'exergie permet d'identifier quelles solutions de retrofit auront un retour sur l'investissement plus grand (économies de vapeur) à des coûts d'opération (frais de pompage) minimales.

CHAPITRE 5 ÉTUDE DE CAS

Dans un premier temps, les conditions des rejets thermiques du partenaire industriel doivent être analysées. Cela inclut de collecter les propriétés physiques des écoulements valorisables et identifier les efforts actuels de revalorisation. L'identification des sources et puits de chaleur de divers procédés est basée sur deux conditions :

- Les niveaux de température doivent être atteignables par le système de revalorisation et la source de chaleur envisagée.
- L'acheminement de la chaleur récupérée doit aussi être possible étant donnée la position relative des équipements dans l'usine.

Ceci est fait à partir des diagrammes d'écoulement (P&ID) conjointement avec les visites des installations chez le partenaire industriel. Lors de ces visites et avec la collaboration du groupe d'intervention en énergie Cascades, les écoulements suivants ont été identifiés comme prometteurs à la revalorisation de chaleur. Les courants sont présentés au Tableau 5.1. Note que ce sont les mêmes courants que dans l'article (Chapitre 3). Deux scénarios additionnels sont étudiés. Soit, l'utilisation d'une pompe à chaleur (Scénario 4) et une reconfiguration de l'échangeur à contact direct pour les scénarios 1 et 3 dans le réseau d'échangeurs de chaleur.

Tableau 5.1 : Écoulements retenus pour l'étude de revalorisation de chaleur

Courant	Description	Type	Humidité relative (%)	T _{in} (°C)	T _{out} (°C)	CP (MW/°C)	m _{dot} (kg/s)
1	Air humide des séchoirs à pâte	Chaud	100	71	>55	0.079	2.48 ¹
2		Chaud	38.6	93	>55	0.026	2.06 ¹
3		Chaud	100	73	69.5	0.245	5.67 ¹
4	Sortie d'eau blanche	Chaud	-	39.1	<39.1	0.183	43.69
5	Entrée d'eau fraîche	Froid	-	13.2	42	0.093	29.13

¹ Débit massique d'air sec évalué à 110 kPa

Deux scénarios de retrofit additionnels sont ajoutés pour l'étude de cas. Le premier scénario est l'intégration de l'échangeur à contact direct sous une autre topologie que celle présentée au Chapitre 3. Le second scénario est l'implémentation d'une pompe à chaleur au réseau d'échangeur de chaleur. Les avantages et désavantages de ces systèmes du point de vue technique et d'intégration énergétique seront discutés dans cette section.

L'analyse de pincement permet de quantifier la distribution de la chaleur récupérée entre les équipements pour un pincement donné (10°C dans ce cas). Déterminer quelle température de pincement donne le système le plus rentable, ou quelle est la distribution optimale de chaleur entre les équipements dans chaque scénario est ensuite un problème d'optimisation en soi, que ce soit pour le rendement économique ou exergetique.

5.1 Échangeur à contact direct – pompage du réservoir

Tel qu'indiqué dans le titre de cette section. La topologie additionnelle étudiée pour l'intégration énergétique est celle où sa source d'eau est pompée directement du réservoir d'eau des procédés à 42°C . L'avantage principal de cette configuration est que la température de la source d'eau est constante, ce qui n'est pas le cas pour l'entrée d'eau de l'usine (courant 5). Ainsi, le débit d'eau pompé sur le toit peut être constant et il est plus simple d'éviter les températures de sortie d'air humide trop basses pour respecter la réglementation sur les effluents gazeux à basse température. D'un autre côté, L'échangeur risque d'être moins efficace à cause du moindre différentiel de température. Il faudra donc y pomper davantage d'eau à l'échangeur pour un même transfert thermique. De plus, il y a un risque inhérent de prolifération de légionellose due au fait que la température de l'eau dans ce circuit reste près des températures idéales à la survie de bactéries hydrophiles [55].

5.1.1 Scénario 1b – Échangeur à contact direct (courants 1 ou 2, 3 et 5)

Le scénario 1b, dont la topologie est montrée à la Figure 5.1, est une reconfiguration du scénario 1 (renommé scénario 1a) présenté à la Figure 3.2. L'eau d'alimentation de l'échangeur à contact direct est simplement pompée du réservoir d'eau des procédés et mélangée au courant 5 à la sortie du condenseur. Cette configuration est considérée

principalement en raison de sa facilité d'intégration au réseau d'échangeur de chaleur existant.

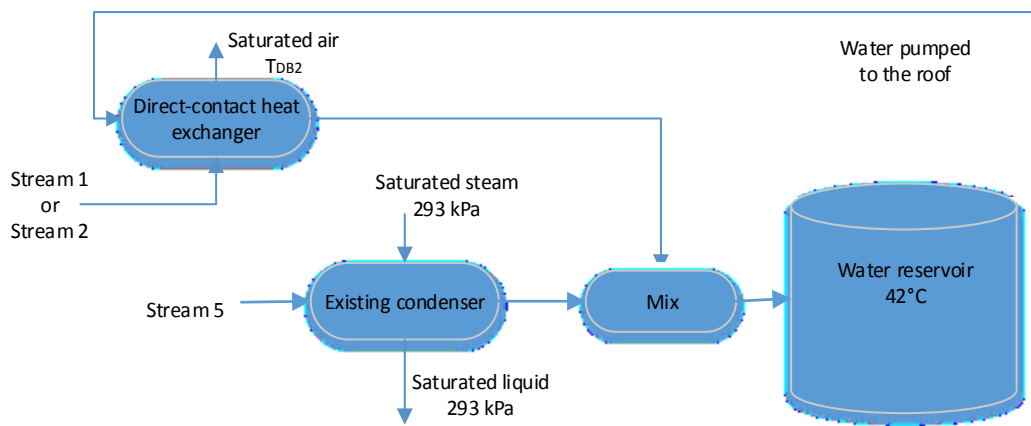


Figure 5.1 : Scénario 1b – reprise du scénario 1 pompage de l’eau du réservoir

5.1.2 Scénario 3b – Échangeur à contact direct (courants 1 ou 2, 3, 4 et 5)

Comme le scénario 3 (renommé scénario 3a), montré à la Figure 5.2, était une combinaison des scénarios 1a et 2, le scénario 3b est simplement une combinaison des scénarios 1b et 2.

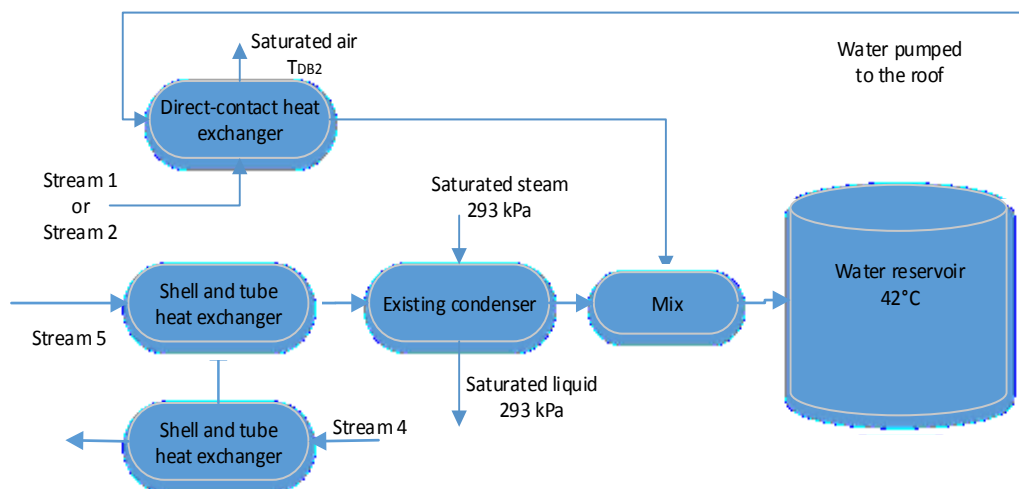
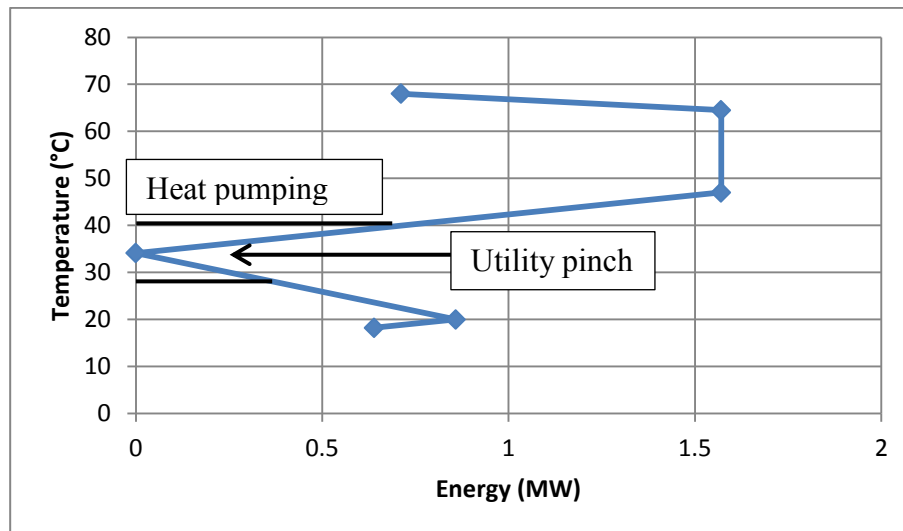


Figure 5.2 : Scénario 3b – reprise du scénario 3 pompage de l’eau du réservoir

5.1.3 Scénario 4 – Échangeur de chaleur et pompe à chaleur (courants 3,4 et 5)

Le scénario 4 est l'utilisation combinée de l'échangeur de chaleur Shell et tube et le pompage de chaleur à travers la température de pincement des courants 3, 4 et 5. Tel que montré à la Figure 5.3, l'intégration énergétique permet de diminuer la demande d'énergie de 2.6 MW à 0.7 MW. La demande énergétique restante peut être comblée en prenant la chaleur sous le pincement à 34°C et l'ajouter au-dessus du pincement à 40°C pour 0.7 MW. En se basant uniquement sur l'analyse de pincement, la chaleur récupérable par la pompe à chaleur est limitée. Par contre, distribuer la chaleur récupérée entre l'échangeur et la pompe à chaleur devrait permettre un pincement plus grand à l'échangeur et diminuer sa taille. L'optimisation de ce scénario devrait permettre de déterminer si cette configuration est avantageuse d'un point de vue exergetique et économique. Trois réfrigérants sont testés, le R134a, R245fa et R1234yf. Les résultats de l'optimisation devraient ainsi indiquer lequel de ces réfrigérants a les propriétés physiques adéquates à cette situation.



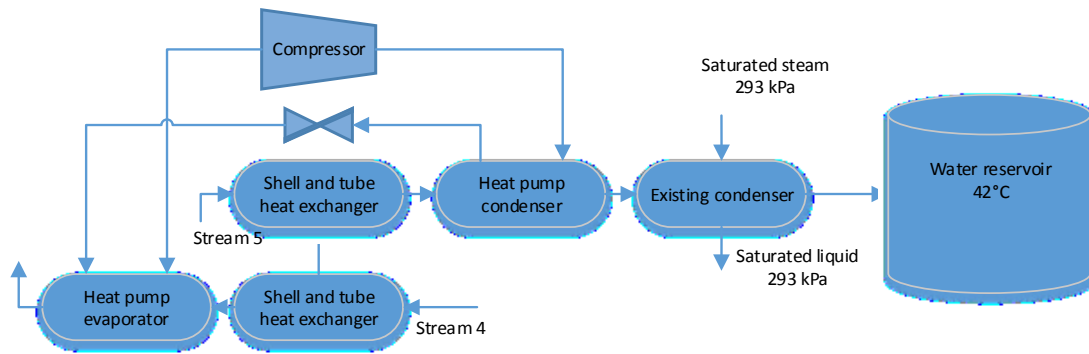


Figure 5.3 : Scénario 4 – Intégration énergétique et pompe à chaleur

CHAPITRE 6 ANALYSE

Dans cette section, les résultats des optimisations multiobjectives seront présentés pour tous les scénarios de retrofit proposés dans l'article (Chapitre 3) et dans l'étude de cas (Chapitre 5). La Figure 6.1 présente ces fronts Pareto générés par NSGA-II pour la valeur actuelle nette sur deux ans et pour les pertes d'exergie globale de la préchauffe de l'eau des procédés (courant 5). Notez que les scénarios 1a et 3a, où l'échangeur à contact direct prend sa source d'eau avant le réservoir ne sont pas présentés et seront repris à la Figure 6.2. Dans cette section, chaque scénario sera analysé individuellement en relevant les points Pareto-optimums obtenus et leur signification. Par la suite, les scénarios de retrofit seront comparés entre eux afin de permettre d'identifier quel système présente un investissement intéressant pour l'usine à papier.

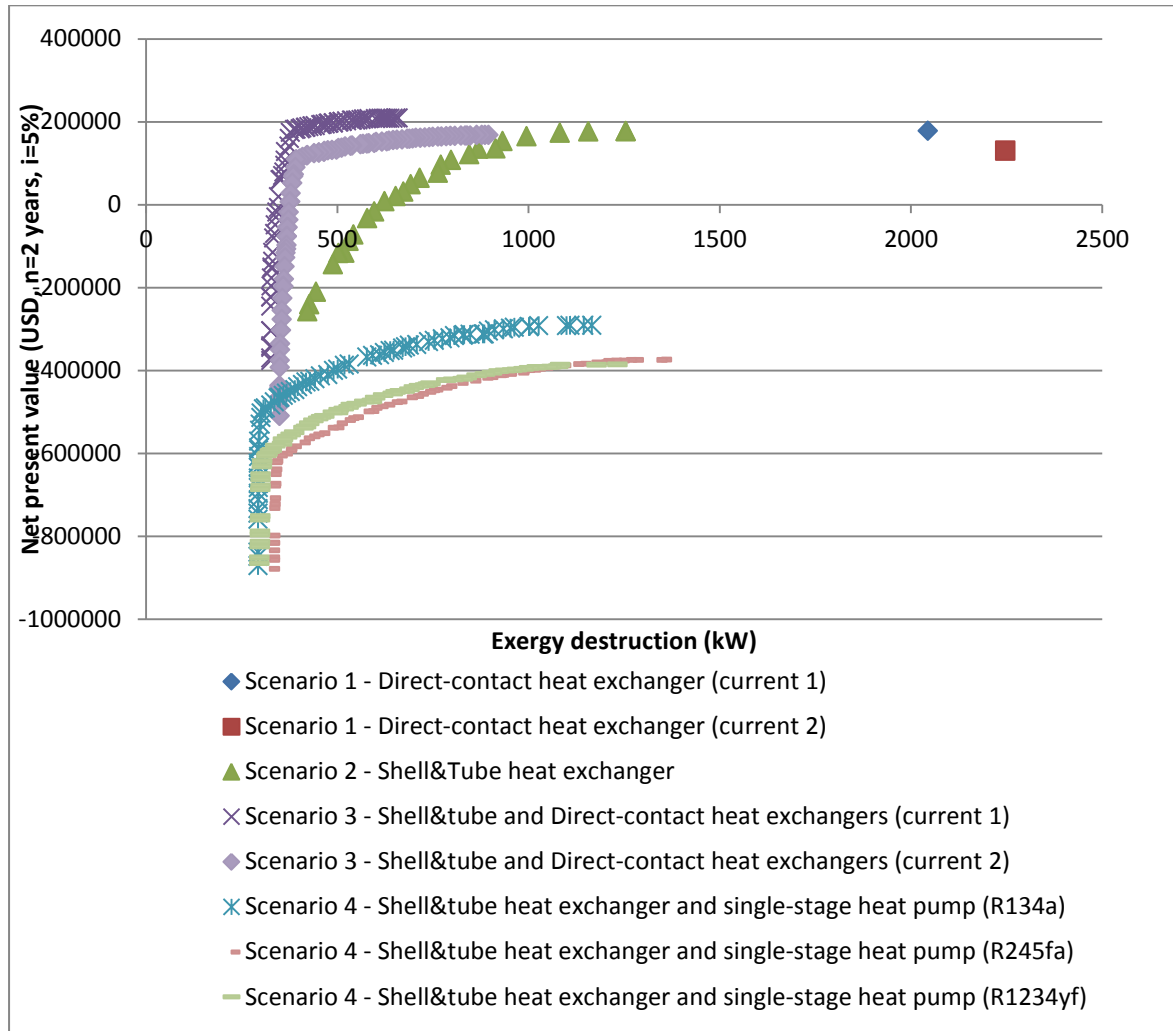


Figure 6.1 : Fronts Pareto des scénarios de retrofit pour la préchauffe de l'eau des procédés (courant 5)

6.1 Scénario 1 – Échange à contact direct (courants 1/2, 3 et 5)

Tel qu'expliqué à la section 5.1.1, deux configurations de l'échangeur à contact direct sont étudiées. La première (indice a) où l'eau qui alimente l'échangeur est pompée à l'entrée d'eau claire (courant 5), la seconde (indice b) où l'eau est pompée du réservoir d'eau des procédés (se référer à la Figure 3.2 et la Figure 5.1 respectivement). La Figure 6.2 montre les fronts Pareto obtenus pour ces deux configurations utilisant soit le courant d'air humide 1 ou 2. Puisque le modèle d'échangeur à contact direct n'a qu'une variable de design, soit le débit d'eau pompé, l'algorithme génétique n'est pas nécessaire.

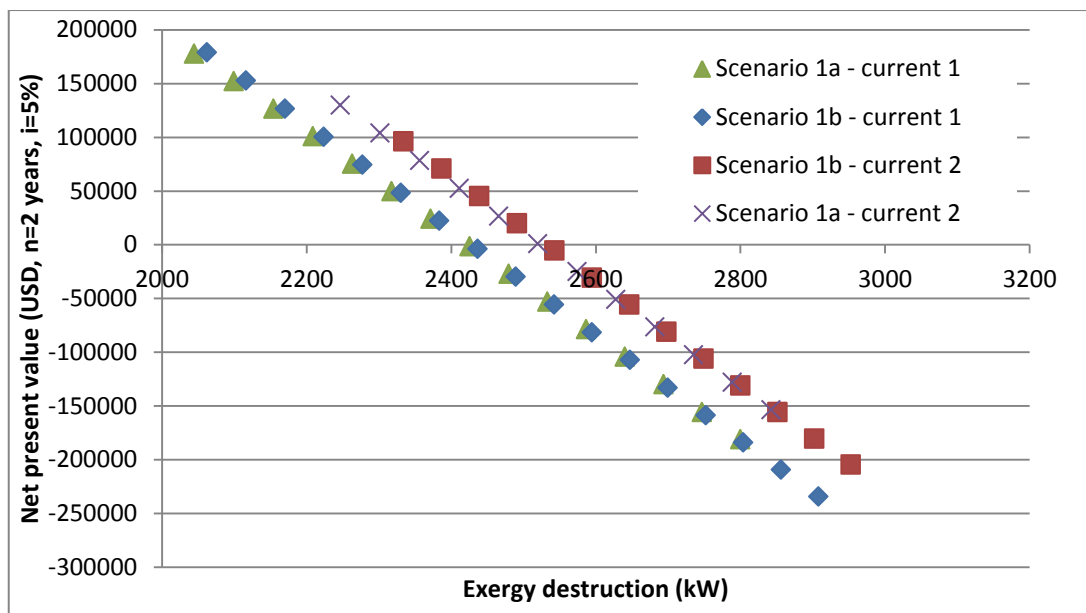


Figure 6.2 : Comparaison des configurations du scénario 1 (échangeur `contact direct)

À première vue, il est clair qu'indépendamment de la configuration choisie (a ou b), l'utilisation du courant 1 est avantageuse par rapport au courant 2. Premièrement, l'utilisation du courant 1 permet d'atteindre une valeur actuelle nette maximale supérieure. Ensuite, pour les designs à valeur monétaire semblable, l'utilisation du courant 1 cause moins de pertes d'exergie qu'avec le courant 2. Le courant 1 est donc un meilleur choix économique et exergetique. Pour ce qui est du choix de la configuration a ou b, l'impact économique et exergetique est minime, mais montre un léger avantage exergo-économique vis-à-vis la configuration a. Ce résultat est dû au simple fait que puisque l'eau est pompée à température inférieure en a, le débit d'eau nécessaire est moindre pour récupérer une même quantité de chaleur. Ceci résulte en une charge de pompage et un coût de la pompe inférieur. Le Tableau 6.1 montre les données du design du scénario 1 en retrofit pour les configurations a et b utilisant le courant 1. Pour chacune des configurations, le design à NPV maximale et le design marginalement rentable sur deux ans sont relevés (NPV(n=2,i=5)).

Dans les configurations a et b, le facteur limitant la récupération thermique est la température de sortie de l'air humide ($>55^{\circ}\text{C}$) afin de prévenir les risques de prolifération de légionellose. La seule différence significative entre les configurations a et b est le débit d'eau nécessaire pour récupérer la chaleur de l'air humide. La configuration b consomme le double de l'eau pour une récupération thermique équivalente en a. La consommation

électrique pour le pompage de l'eau sur le toit pour la configuration b est nettement supérieure à la configuration a et ce, même en considérant les pertes de charge ajoutées dans le condenseur dû à la position du mélange non isotherme de l'eau (voir Figure 3.2 et Figure 5.2). Pour les designs marginalement rentables sur deux ans, le coût initial du système n'est que très peu diminué par rapport au design à valeur nette maximale. Ceci est dû au fait que la corrélation de coût de l'échangeur à contact direct est indépendante du débit d'eau. Ainsi seule la charge de pompage est affectée entre ces designs et le coût de la pompe est nettement inférieur au reste du système.

Tableau 6.1 : Configurations du scénario 1 – Échangeur à contact direct

Courant 1				
Configuration	a	b	a	b
Choix du design	Design à valeur nette maximale		Retour sur recouvrement deux ans	
Débit massique d'eau (kg/s)	4.5	9	3	6
Température de l'air à la sortie (TDB; °C)	55	55	62	62
Paramètres économiques				
NPV(n=2,i=5%) (k\$)	178	179	24	22
C_{final} (k\$)	270	275	268	272
Cashflow (k\$)	241	244	156	158
Temps de recouvrement (mois)	14	14	20	20
Paramètres énergétiques et exergétiques				
Pertes d'exergie (kW)	2044	2062	2372	2384
Chaleur récupérée (kW)	1037	1090	738	727
Consommation électrique ajoutée (kW)	2.0	3.2	1.1	2.2

Puisque le choix de la configuration a un impact minime sur le rendement exergo-économique, la sélection de la configuration peut facilement être basée sur d'autres critères. Par exemple, afin de minimiser les risques de légionellose la configuration a est préférable puisque l'eau reste majoritairement hors des zones de prolifération des bactéries. La configuration b permet par contre de garder une température d'entrée d'eau constante, ce qui facilite le contrôle des performances de l'échangeur à contact direct.

6.2 Scénario 2 – Échangeur Shell&tube (courants 3, 4 et 5)

Le scénario 2 est déjà analysé en partie au Chapitre 3 ARTICLE. Par contre, la différenciation des designs du front Pareto optimal n'est pas traitée. Trois de ces designs sont ressortis dans cette section :

1. Le design à valeur actuelle nette maximale sur deux ans (pertes d'exergie 1254 kW)
2. Un design produisant des pertes d'exergie à mi-chemin entre les deux autres designs (pertes d'exergie 845 kW)
3. Le design à temps de recouvrement de deux ans (pertes d'exergie 624 kW)

Tel que montré au Tableau 6.2, les différences économiques et exergétiques des trois solutions Pareto-optimales sont significatives. Ces différences sont développées en trois points de vue : économique, physique, et énergétique.

Du point de vue économique, les designs 2 et 3 de l'échangeur de chaleur se présentent avec une NPV moins grande que le design 1 en raison du coût d'investissement plus grand. Ces designs peuvent quand même être plus intéressants en raison des économies d'énergie atteintes admettant un plus grand échangeur de chaleur. Le design 2 a un temps de recouvrement de deux mois de plus que le design 1. L'investissement initial du design 2 est 210 k\$ plus cher que le design 1. Par contre, le retour sur l'investissement est de 83 k\$ de plus par an. Le design 3, bien que possédant un temps de recouvrement acceptable (inférieur à deux ans), ne montre pas un retour sur l'investissement significatif par rapport au design 2. Surtout en considérant que la différence de coût d'investissement est de 187 k\$ pour un retour annuel de 40 k\$ de plus. Il y a donc un plafonnement économique. La sélection du design d'échangeur Shell&tube devrait prendre compte du rendement à long terme, admettant un investissement maximum allouable. Sur une période de plus de deux ans, cette option est de loin supérieure économiquement, tout en respectant le critère de retour sur l'investissement plus court que deux ans.

Du point de vue physique, afin de permettre une récupération thermique supérieure, les designs Pareto-optimal augmentent la surface d'échange en augmentant la longueur de tube et le nombre de tubes par passe en jouant sur le diamètre du Shell. La récupération

thermique est ainsi augmentée tout en minimisant les pertes de charge additionnelles des deux côtés de l'échangeur. Les pertes de pression les plus importantes sont attendues du côté tube où les rejets d'eaux blanches passent (courant 4). Il est donc important de vérifier que la pompe sur cette ligne d'eau peut prendre cette charge additionnelle.

Du point de vue énergétique. Les designs 2 et 3 permettent de récupérer davantage de chaleur pour de petites charges supplémentaires de pompage, d'où leur cashflow supérieur au design 1. L'augmentation de la récupération thermique en agrandissant la surface d'échange a aussi comme effet de diminuer les pertes d'exergies dues à la consommation de vapeur vive. Néanmoins, il peut être plus intéressant de récupérer la chaleur d'une autre source ou avec une autre pièce d'équipement, d'où les scénarios 3 et 4 respectivement.

Tableau 6.2 : Configurations du scénario 2 – Échangeur Shell&tube

	Design 1	Design 2	Design 3
matériau [Shell et tube]	Acier inox.	Acier inox.	Acier inox.
côté Shell	courant 5	courant 5	courant 5
côté tube	courant 4	courant 4	courant 4
A (m²)	95	156	218
L (m)	2.2	2.9	3.0
do (m)	0.014	0.015	0.014
Ds (m)	0.64	0.71	0.82
B (m)	0.15	0.15	0.13
n	1	1	1
Paramètres économiques			
NPV(n=2,i=5%) (k\$)	177	122	8
C_{final} (k\$)	520	730	917
Cashflow (k\$)	375	458	498
Temps de recouvrement (mois)	17	19	22
Paramètres énergétiques et exergetiques			
Pertes d'exergie (kW)	1254	845	624
Chaleur récupérée (kW)	1708	2109	2328
Pompage ajouté côté Shell (kW)	0.2	0.2	0.1
Pompage ajouté côté tube (kW)	8.2	10.5	14.7

6.3 Scénario 3 – Combinaison des scénarios 1 et 2

Le scénario 3 est analysé de la même manière que le scénario 2. Puisque l'échangeur à contact direct est dans la configuration b chez le partenaire industriel, il est supposé que cette configuration est préférable puisqu'elle facilite le contrôle des récupérateurs thermiques pour l'air humide (discuté à la section 6.1). Trois designs Pareto optimaux seront ici analysés.

1. Le design 1 : valeur actuelle nette maximale sur deux ans (pertes d'exergie 465 kW)
2. Un design2 : pertes d'exergie à mi-chemin entre les deux autres designs (pertes d'exergie 428 kW)
3. Le design 3 : temps de recouvrement de deux ans (pertes d'exergie 389 kW)

Les configurations relevées au Tableau 6.3 montrent clairement qu'entre les configurations le retour sur l'investissement reste essentiellement le même (590 k\$). Par contre, pour les configurations permettant moins de pertes exergétiques plus de chaleur est récupérée par l'échangeur Shell&tube au dépens de l'échangeur à contact direct. Ceci est causé par trois facteurs. D'abord les trois designs étudiés permettent de combler complètement la demande énergétique du courant 4 (2680 kW). Ensuite, l'estimation du coût de l'échangeur à contact direct (Appendix B) est basée sur le débit d'air humide et n'est pas directement liée par la récupération thermique de l'équipement. Par conséquent, le coût de l'échangeur à contact direct reste pareil pour les trois designs étudiés. Les designs 2 et 3 qui requiert un échangeur Shell & tube plus gros ont donc un coût d'investissement plus élevé pour un retour sur l'investissement maximum d'environ 590 k\$.

Tableau 6.3 : Configurations optimales du scénario 3 – échangeurs Shell&tube et à contact direct

	Design 1	Design 2	Design 3
matériau [Shell et tube]	Acier inox.	Acier inox.	Acier inox.
côté Shell	courant 5	courant 5	courant 5
côté tube	courant 4	courant 4	courant 4
A (m²)	95	121	177
L (m)	2.0	2.0	2.0
do (m)	0.014	0.014	0.014
Ds (m)	0.66	0.74	0.87
B (m)	0.16	0.17	0.24
n	1	1	1
Débit massique d'eau (kg/s)	9	7.6	5.8
Température de l'air à la sortie (TDB;°C)	55	61	64
Paramètres économiques			
NPV(n=2,i=5%) (k\$)	301	208	19
C_{final} de l'échangeur Shell et tube (k\$)	522	615	796
C_{final} de l'échangeur à contact direct (k\$)	253	253	253
C_{final} pompe pour échangeur contact-direct (k\$)	22	21	19
C_{final} total (k\$)	797	889	1068
Cashflow (k\$)	591	590	585
Temps de recouvrement (mois)	17	18	22
Paramètres énergétiques et exergetiques			
Pertes d'exergie (kW)	465	428	389
Chaleur récupérée (kW)	2672	2684	2683
Pompage ajouté côté Shell (kW)	6.5	5.0	1.6
Pompage ajouté côté tube (kW)	0.2	0.1	0.1
Pompage à l'échangeur à contact direct (kW)	3.2	2.8	2.1

6.4 Scénario 4 – Échangeur Shell&tube et pompe à chaleur (courants 3, 4 et 5)

Le scénario 4 comprend à la fois un échangeur de chaleur de type Shell et tube et une pompe à chaleur uniétagée pour récupérer davantage de chaleur à travers le pincement entre les courants 4 et 5. Trois réfrigérants sont étudiés pour cette application, soit le R134a, le R245fa et le R1234yf. Ces réfrigérants sont comparés uniquement sur leur impact exergo-économique du design de pompe à chaleur. Les fronts Pareto pour ces trois configurations sont présentés à la Figure 6.3. Les solutions à valeur actualisée maximale pour chacun des réfrigérants sont montrées au Tableau 6.4. À première vue, et basé sur la position des fronts

Pareto le R134a semble préférable pour une solution à court terme. Le système à NPV maximum a un temps de recouvrement estimé de trois ans, ce qui n'est pas acceptable selon la limite de recouvrement de deux ans proposé par le partenaire industriel.

Une deuxième configuration avec le R134a est testée ayant une NPV égale à la NPV maximale atteinte par les deux autres réfrigérants. Cette deuxième configuration du scénario 4 est identifiée à la Figure 6.3. Les données tirées de ce design montrent clairement que le scénario 4 priorise l'utilisation de l'échangeur de chaleur aux dépens de la pompe à chaleur. Ce résultat est basé sur deux observations. Premièrement, il n'y a simplement pas assez de chaleur à transférer à travers le point de pincement pour justifier l'achat d'une pompe à chaleur.. L'investissement optimal versus son retour pour l'investissement montre clairement que l'échangeur de chaleur se repaye en 20 mois tandis que la pompe à chaleur est à peine capable de recouvrer ses frais d'opération. Deuxièmement, même si plus de chaleur est récupérée par l'échangeur que par la pompe à chaleur. Les pertes de pression causées par l'échangeur Shell&tubes sont beaucoup moins grandes que la charge du compresseur dans le cycle de pompe à chaleur, sans compter les pertes dans l'évaporateur et le condenseur. Ainsi, les pertes d'exergie et la valeur actualisée de l'investissement sont plus avantageuses pour l'échangeur que pour la pompe à chaleur.

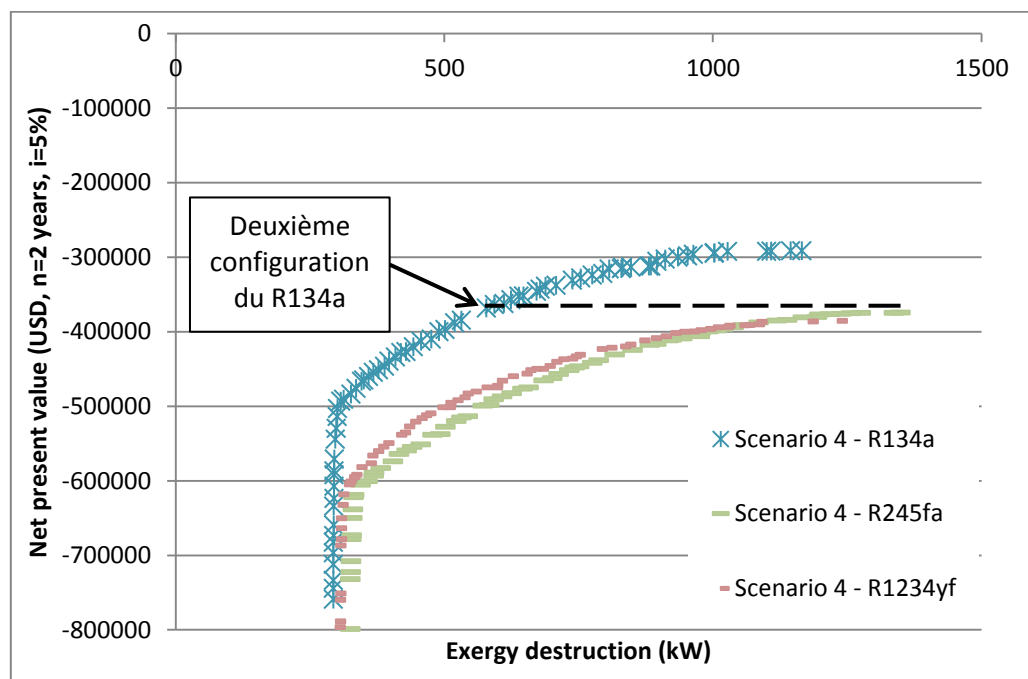


Figure 6.3 : Fronts Pareto du scénario 4 – échangeur Shell&tube et pompe à chaleur

Tableau 6.4 : Configurations à NPV optimal du scénario 4 – Pompe à chaleur

Configuration/Réfrigérant	R134a	R245fa	R1234yf
Design de l'échangeur Shell et tube			
matériau [Shell et tube]	Acier inox.	Acier inox.	Acier inox.
côté Shell	courant 5	courant 5	courant 5
côté tube	courant 4	courant 4	courant 4
A (m²)	66	50	60
L (m)	1.8	1.3	1.5
do (m)	0.016	0.015	0.015
Ds (m)	0.65	0.64	0.65
B (m)	0.15	0.15	0.18
n	1	1	1
Design de la pompe à chaleur			
Évaporateur – changement de phase côté Shell			
matériau [Shell et tube]	Acier inox.	Acier inox.	Acier inox.
eCooling (kW)			
A (m²)	8.8	14	25
L (m)	0.067	0.13	0.23
do (m)	0.013	0.014	0.013
Ds (m)	1.0	1.0	0.930
B (m)	0.12	0.21	0.21
n	1	1	1
Condenseur – changement de phase côté tube			
matériau [Shell et tube]	Acier inox.	Acier inox.	Acier inox.
A (m²)	50	41	51
L (m)	0.24	0.22	0.19
do (m)	0.013	0.013	0.014
Ds (m)	0.68	0.65	0.67
B (m)	0.17	0.17	0.22
n	4	4	6
Paramètres économiques			
NPV(n=2,i=5%) (k\$)	-292	-374	-386
C_{final} (k\$)	793	779	855
Cashflow (k\$)	270	217	252
Temps de recouvrement (mois)	36	43	41
Paramètres énergétiques et exergetiques			
Pertes d'exergie (kW)	1166	1349	1232
Chaleur récupérée (kW)	1390	1223	1321
Pompage ajouté courant 4 (kW)	5.7	4.3	3.3
Pompage ajouté courant 5 (kW)	0.1	0.1	0.7
Scénario 4 – Deuxième configuration avec le R134a			
	Échangeur Shell&tube	Évaporateur	Condenseur

matériau [Shell et tube]	Acier inox.	Acier inox.	Acier inox.
A (m ²)	141	10	52
L (m)	2.3	0.1	0.3
do (m)	0.013	0.013	0.013
Ds (m)	0.6	1.0	0.7
B (m)	0.2	0.1	0.2
n	1	1	4
Paramètres économiques			
	Échangeur Shell& tube	Pompe à chaleur	Total
NPV(n=2,i=5%) (k\$)	4	-	-385
C _{final} (k\$)	681	432	1113
Cashflow (k\$)	390	2.0	392
Temps de recouvrement (mois)	20	inf.	34
Paramètres énergétiques et exergetiques			
Pertes d'exergie (kW)	-	-	532
Chaleur récupérée (kW)	1812	213	2025
Charge au compresseur (kW)	-	31	31
Pompage ajouté courant 4 (kW)	10.2	0.4	10.6
Pompage ajouté courant 5 (kW)	0.2	0.1	0.3

6.5 Recommandations pour l'intégration du retrofit

Dans les sections précédentes, diverses configurations exergo-économique optimales ont été considérées individuellement. Des quatre scénarios testés, seul le système à pompe à chaleur ne répond pas au temps de recouvrement minimum demandé par le partenaire industriel. Les scénarios 1, 2 et 3 sont des systèmes à échangeur à contact direct, de type Shell&tube et une combinaison de ces deux équipements respectivement. Ces trois scénarios ont tous respecté le temps de recouvrement de deux ans. Par contre, choisir parmi ces scénarios de retrofit requiert une analyse plus approfondie. Trois options sont possibles :

1. Intégration du scénario 1 – échangeur à contact direct
2. Intégration du scénario 2 – échangeur de type Shell&tube
3. Intégration du scénario 3 – combinaison des scénarios 1 et 2.

6.5.1 Intégration du scénario 1 – échangeur à contact direct

Tel que montré à la section 6.1, le scénario 1 présente l'investissement de retrofit le plus bas parmi les autres scénarios considérés. Ce disant, le retour sur l'investissement est aussi plus bas que les autres scénarios, mais permet aussi le temps de recouvrement le plus bas (14 mois). La configuration b est choisie dans ce cas puisque le contrôle de l'échangeur et de ses effluents est facilité par le pompage à température constante. Ainsi, si le partenaire industriel cherche à diminuer sa demande de vapeur pour la préchauffe de l'eau des procédés d'une quantité appréciable (1090 kW) à coût minimum, cette solution est donc recommandée. Ce scénario présente aussi l'avantage d'être ajustable pour les variations de la demande thermique simplement en contrôlant le débit d'eau envoyé à l'échangeur. Un point négatif à cette solution, c'est qu'il risque d'y avoir des problèmes de légionellose en pompant l'eau directement du réservoir d'eau des procédés. Des mesures additionnelles de prévention et contrôle de ce risque devraient être considérées comme coût additionnel.

6.5.2 Intégration du scénario 2 – échangeur de type Shell&tube

Le scénario 2, tel que montré à la section 6.2, requiert un investissement beaucoup plus important que le scénario 1 (520 versus 275 k\$ respectivement). Ce disant, cette solution permet également de récupérer davantage de chaleur (1708 kW) pour la solution à NPV maximale sur deux ans. Puisque le temps de recouvrement de ce scénario (17 mois) est en fait très similaire au scénario 1 (14 mois) ce critère économique devrait être complémenté avec d'autres analyses de rentabilité. L'analyse économique incrémentale montrée à la Figure 6.4 montre clairement qu'après deux ans la valeur actualisée du scénario 2 dépasse celle du scénario 1 avant d'intégrer le scénario 3 après 3 ans. De plus, le scénario 2 montre un taux de rendement interne similaire au scénario 3, mais quand même inférieur au scénario 1 avant sa modification après 3 ans. Ces informations indiquent que bien que l'investissement initial pour le scénario 2 est plus grand que le scénario 1, le retour sur l'investissement supérieur fait en sorte que le scénario 2 est plus avantageux à moyen terme (au moins de 2 à 5 ans).

6.5.3 Intégration du scénario 3 – combinaison des scénarios 1 et 2.

Les questions suivantes peuvent se poser : À quel moment est-il avantageux de combiner les scénarios 1 et 2 pour donner le scénario 3, et lequel de ces systèmes devrait être intégré en premier? Pour répondre à ces questions, une analyse économique incrémentale du scénario 3 est employée pour trois cas. Le premier cas est simplement le scénario 3 selon sa configuration à valeur actuelle nette maximale intégré immédiatement. Le second cas est le scénario 1 (échangeur à contact direct – courant 1) auquel on ajoute l'échangeur Shell&tube après un certain temps pour donner le scénario 3. Le troisième cas est le scénario 2 (échangeur Shell&tube) auquel on ajoute l'échangeur à contact direct après un certain temps. Les flux économiques sont montrés au Tableau 6.5 tandis que les valeurs incrémentales de la valeur actualisée et du taux de rendement interne sont montrées à la Figure 6.4.

En analysant d'abord les valeurs actualisées du Tableau 6.5, seul le cas où le scénario 3 est construit à partir du scénario 2 après la première année n'a pas une valeur actualisée positive. Ceci signifie également que le temps de recouvrement de ce cas sera supérieur à deux ans (en considérant le taux d'intérêt de 5%), ce qui n'est pas acceptable pour le partenaire industriel. La valeur actualisée du premier cas où le scénario 3 est intégré le plus tôt possible est plus grande que les deux autres cas après environ un an et demi dû au fait que le retour sur l'investissement actualisé est toujours à sa valeur maximale. En comparaison, le retour sur l'investissement des autres cas est plus bas d'abord parce que moins de chaleur est récupérée et ensuite parce qu'il faut considérer le coût du second échangeur de chaleur ajouté après un certain temps. En termes de la valeur actualisée, il y a très peu de différence entre commencer avec le scénario 1 ou le scénario 2. Par contre, en considérant le taux de rendement interne, commencer avec le scénario 1 (échangeur à contact direct) est toujours préférable à commencer avec le scénario 2 (échangeur Shell&tube). Si l'échangeur Shell&tube est ajouté deux ans ou plus après l'installation de l'échangeur à contact direct, le taux de rendement interne est supérieur à installer les deux équipements simultanément (scénario 3). Puisque l'investissement initial de l'échangeur à contact direct est moins grand que le scénario 2 ou 3, les cashflows sont distribués de manière plus avantageuse et permettent après deux ans de recouvrer assez d'argent pour

justifier l'installation de l'échangeur Shell&tube vis-à-vis choisir le scénario 3 dès le début. Finalement, pour répondre aux questions posées au début de cette analyse économique : Il est moins risqué d'investir d'abord dans l'échangeur à contact-direct (scénario 1) et d'ajouter ensuite l'échangeur Shell et tube après au moins deux ans. Somme toute, cette solution accumulera moins d'économies que le scénario 3 si le second échangeur est installé après une certaine période. Par contre, le risque versus le retour sur l'investissement est plus intéressant si le système est construit en deux temps.

Tableau 6.5 : Analyse économique incrémentale des scénarios 1, 2 et 3

Scénario de départ	Scénario 3	Scénario 1			Scénario 2		
	Scénario 3 construit au début de la période n						
n	0	1	2	3	1	2	3
	Flux monétaires (k\$)						
0	-797	-275	-275	-275	-520	-520	-520
1	591	244	244	244	375	375	375
2	591	71	244	244	100	375	375
3	591	591	71	244	591	100	375
4	591	591	591	71	591	591	100
5	591	591	591	591	591	591	591
	NPV(n, i=5%)						
1	-234	-43	-43	-43	-163	-163	-163
2	302	22	179	179	-72	177	177
3	812	532	240	389	438	264	501
4	1,299	1,019	726	448	925	750	583
5	1,762	1,482	1,189	911	1,388	1,213	1,047
	IRR (%)						
1	-26	-11	-11	-11	-28	-28	-28
2	31	12	48	48	-7	28	28
3	54	74	56	71	42	36	51
4	64	91	81	74	58	56	54
5	69	98	90	85	65	64	64

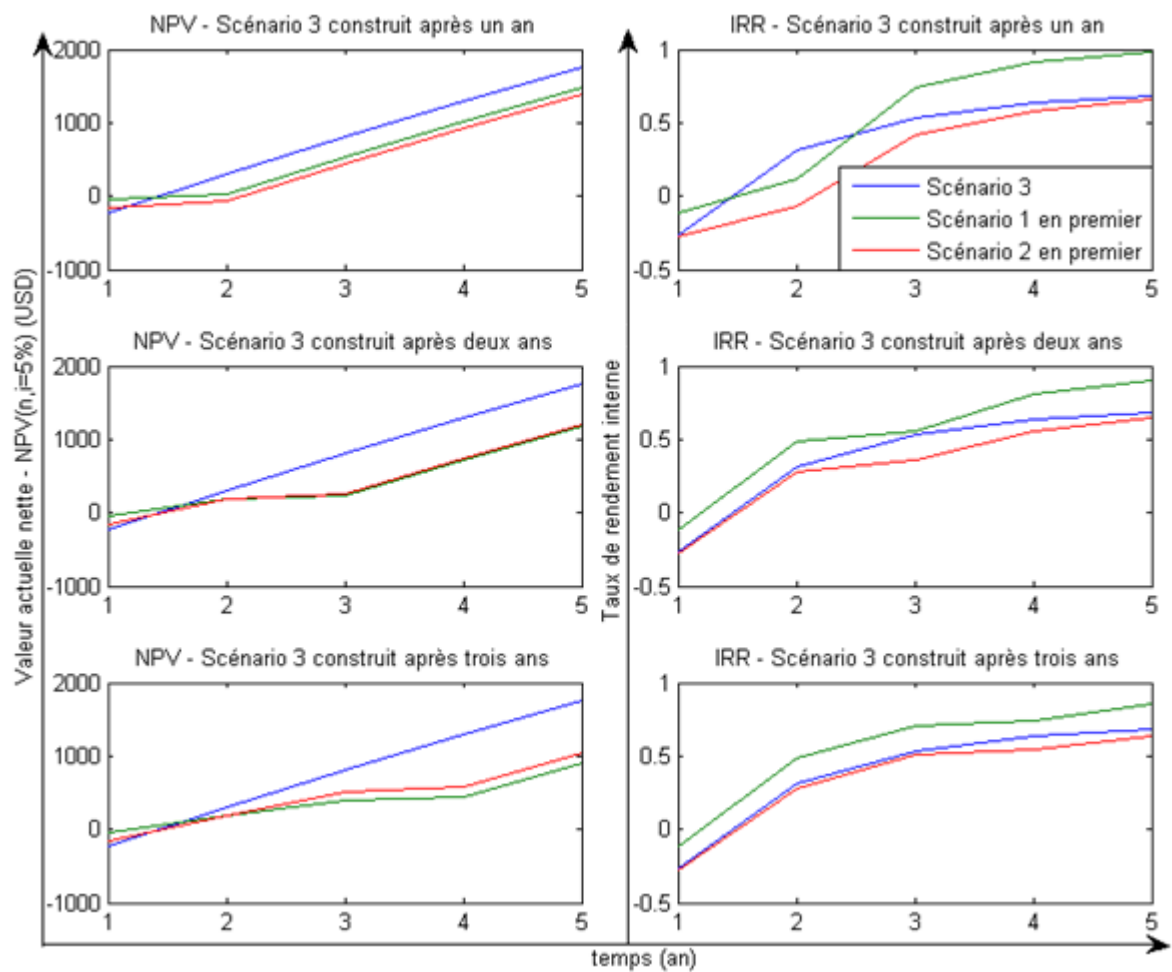


Figure 6.4 : Analyse économique incrémentale – intégration du scénario 3

CHAPITRE 7 CONCLUSION

Réduire la consommation énergétique dans une usine en récupérant les rejets thermiques à basse température est un problème intéressant d'ingénierie où le conflit entre investissement et efficacité entre en jeu. D'un côté, récupérer de la chaleur permet des économies dues aux coûts de l'énergie comme la vapeur et l'électricité. D'un autre côté, ces économies doivent pouvoir justifier l'investissement de technologies de récupération thermiques. Ces équipements doivent en même temps pouvoir s'intégrer aux procédés de l'usine de façon à améliorer leurs efficacités, d'où le problème de retrofit.

Dans ce document, une nouvelle méthode de retrofit des réseaux d'échangeurs de chaleur basée sur les optimisations multiobjectives exergo-économique est présentée. Celle-ci basée sur l'algorithme NSGA-II sert de complément aux outils d'intégration énergétique tel que la méthode des Grandes Courbes Composites. La puissance de la méthode de retrofit pour les réseaux d'échangeur de chaleur vient de la combinaison des outils d'intégration énergétique, des analyses économiques et exergétiques ainsi que l'optimisation multiobjective basée sur l'algorithme génétique.

Cette méthode offre certains avantages par rapport aux méthodes d'analyse du pincement pour proposer des solutions de retrofit au réseau d'échangeur de chaleur. Premièrement, puisque l'optimisation des modèles de retrofit joue directement sur le design des équipements de récupération thermique au lieu de distribuer la charge thermique dans le réseau d'échangeur de chaleur, les solutions Pareto-optimales générées interprétées directement comme des designs alternatifs d'échangeurs ou de pompe à chaleur. La distribution des charges thermiques est ainsi considérée indirectement puisque l'intégration énergétique de l'équipement dans le réseau d'échangeur est prise en compte dans le calcul de pertes exergétiques. Ensuite, puisque la méthode complète les analyses de pincement, des méthodes interactives, de nombreux scénarios de retrofit peuvent être proposés en se basant sur la topologie du réseau d'échangeur de chaleur ou d'autres critères autrement difficiles à quantifier. Ce point est un avantage par rapport aux méthodes de

retrofit complètement automatisées où certains critères de sélection d'une solution de retrofit sont difficilement programmables.

En plus des avantages associés à la méthode d'optimisation comme telle, il a été montré qu'optimiser simultanément pour les pertes d'exergie et le rendement économique des modèles de retrofit permet non seulement de quantifier la rentabilité des solutions de récupération thermique, mais permet également de prendre compte de la dégradation de la qualité de l'énergie. Ainsi, il est possible de comparer divers systèmes d'échangeur de chaleur et de pompe à chaleur sur une même échelle d'efficacité et de quantifier l'utilisation d'énergie de haute qualité telle que la demande en vapeur vive ou d'électricité. Ensuite, puisque la méthode de retrofit donne un front Pareto-optimal de solutions du design des équipements, la sélection d'une solution reste interactive et permet au designer d'apposer son jugement quant à la faisabilité d'un design. Par exemple, afin de prévenir l'encrassement excessif des échangeurs de chaleur ou en considérant l'impact environnemental et/ou la dégradation chimique d'un réfrigérant dans une pompe à chaleur. Finalement, l'étude de cas a montré que dans certains cas des analyses économiques plus détaillées que le calcul de la valeur actualisée sont nécessaires afin de choisir quand et comment il devient avantageux d'intégrer une solution de retrofit par rapport à une autre.

En plus des modèles d'échangeurs et de pompe à chaleur présentés pour ce projet, la méthode de retrofit par optimisation multiobjectifs a le potentiel d'être appliqué à pratiquement n'importe quel réseau d'échange thermique pourvu qu'il y ait moyen de modéliser le comportement physique des équipements de récupération de chaleur et d'approximer leur coût adéquatement. Ce disant, due à la nature imprécise des corrélations économiques. Les coûts estimés d'équipements ne devraient servir que d'indicatif à quel design choisir. Néanmoins, cette méthode a la possibilité d'être appliquée à des problèmes à demande d'énergie variable et à récupération thermique ajustable. En considérant la flexibilité de certains équipements à être ajustable, tel que la pompe à chaleur, il serait possible de maintenir un rendement économique et exergetique maximum pour une usine sous des conditions variables.

LISTE DES RÉFÉRENCES

- [1] Tjoe TN, Linnhoff B. Using pinch technology for process retrofit. Chem Eng (New York) 1986;93:47–60.
- [2] Bengtsson C, Karlsson M, Berntsson T, Söderström M. Co-ordination of pinch technology and the MIND method—applied to a Swedish board mill. Appl Therm Eng 2002;22:133–44. doi:10.1016/S1359-4311(01)00080-1.
- [3] Ciric AR, Floudas CA. Mixed integer nonlinear programming model for retrofitting heat-exchanger networks. Ind Eng Chem Res 1990;29:239–51.
- [4] Asante NDK, Zhu XX. An automated and interactive approach for heat exchanger network retrofit. Chem Eng Res Des 1997;75:349–60.
- [5] Brown D, Maréchal F, Paris J. A dual representation for targeting process retrofit, application to a pulp and paper process. Appl Therm Eng 2005;25:1067–82. doi:10.1016/j.applthermaleng.2004.07.024.
- [6] Vieira LS, Donatelli JL, Cruz ME. Exergoeconomic improvement of a complex cogeneration system integrated with a professional process simulator. Energy Convers Manag 2009;50:1955–67. doi:10.1016/j.enconman.2009.04.020.
- [7] Sahoo PK. Exergoeconomic analysis and optimization of a cogeneration system using evolutionary programming. Appl Therm Eng 2008;28:1580–8. doi:10.1016/j.applthermaleng.2007.10.011.
- [8] Zhang C, Wang Y, Zheng C, Lou X. Exergy cost analysis of a coal fired power plant based on structural theory of thermoeconomics. Energy Convers Manag 2006;47:817–43. doi:10.1016/j.enconman.2005.06.014.
- [9] Molyneaux A, Leyland G, Favrat D. Environomic multi-objective optimisation of a district heating network considering centralized and decentralized heat pumps. Energy 2010;35:751–8. doi:10.1016/j.energy.2009.09.028.

- [10] Sanaye S, Hajabdollahi H. Multi-objective optimization of shell and tube heat exchangers. *Appl Therm Eng* 2010;30:1937–45. doi:10.1016/j.applthermaleng.2010.04.018.
- [11] Tomoiagă B, Chindriș M, Sumper A, Sudria-Andreu A, Villafafila-Robles R. Pareto optimal reconfiguration of power distribution systems using a genetic algorithm based on nsga-ii. *Energies* 2013;6:1439–55. doi:10.3390/en6031439.
- [12] Ressources naturelles Canada. Série de la gestion de l'énergie - À l'intention des industries, commerces et institutions - Récupération de la chaleur perdue, n.d. http://www.nrcan.gc.ca/sites/oe.nrcan.gc.ca/files/pdf/commerciaux/motdepasse/telecharger/SGE_recuperation_chaleur_perdu.pdf (accessed January 10, 2015).
- [13] Bonilla J, Blanco JM, Lbpezt L, Salal JM. Technological recovery potential of waste heat in the industry of the Basque country. *Appl Therm Eng* 1997;17:283–8.
- [14] Smith R. Chemical process: design and integration. West Sussex, England: John Wiley & Sons Ltd; 2005.
- [15] Kakac S, Lui H. Heat Exchangers; Selection, Rating and Thermal Design. 2nd Ed. Washington: CRC Press; 2002.
- [16] A.Çengel Y, Boles MA, Lacroix M. Thermodynamique, une approche pragmatique. 2e edition. Montréal: McGraw-Hill; 2008.
- [17] Selbaş R, Kızılkın Ö, Reppich M. A new design approach for shell-and-tube heat exchangers using genetic algorithms from economic point of view. *Chem Eng Process Process Intensif* 2006;45:268–75. doi:10.1016/j.cep.2005.07.004.
- [18] Walas MS. Chemical Process Equipment - Selection and Design. Boston, MA: Butterworth-Heinemann; 1988.
- [19] Holman JP. Heat Transfer. 10th Ed. New York: McGraw-Hill; 2009.
- [20] Sinnott RK. Coulson & Richardson's Chemical Engineering Design. 4th Ed. New York, NY.: Butterworth-Heinemann; 2005.

-
- [21] Porto MP, Pedro HTC, Machado L, Koury RNN, Bandarra Filho EP, Coimbra CFM. Optimized heat transfer correlations for pure and blended refrigerants. *Int J Heat Mass Transf* 2015;85:577–84. doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.01.102.
- [22] Gungor KE, Winterton RHS. A general correlation for flow boiling in tubes and annuli. *Int J Heat Mass Transf* 1986;29:351–8. doi:10.1016/0017-9310(86)90205-X.
- [23] Shah MM. A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes. *Int J Heat Mass Transf* 1979;22:547–56. doi:10.1016/0017-9310(79)90058-9.
- [24] Ayub ZH. Literature Survey and New Heat Transfer and Pressure Drop Correlations for Refrigerant Evaporators. *Heat Transf Eng* 2003;24:3–16. doi:10.1080/01457630390218074.
- [25] Richard M, Labrecque R. Techno-economic evaluation of combining heat pump and mechanical steam compression for the production of low pressure steam from waste heat. *IEA Heat Pump Cent Newsl* 2014;32:50–61.
- [26] Mahmoud MM, Karayiannis TG. Heat transfer correlation for flow boiling in small to micro tubes. *Int J Heat Mass Transf* 2013;66:553–74. doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2013.07.042.
- [27] Chen H, Goswami DY, Stefanakos EK. A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat. *Renew Sustain Energy Rev* 2010;14:3059–67. doi:10.1016/j.rser.2010.07.006.
- [28] Maizza V, Maizza A. Working fluids in non-steady flows for waste energy recovery systems. *Appl Therm Eng* 1996;16:579–90. doi:10.1016/1359-4311(95)00044-5.
- [29] ASHRAE. ASHRAE Position Document on Refrigerants and their Responsible Use 2012:20. https://www.ashrae.org/File_Library/docLib/AboutUs/PositionDocuments/Refrigerants-and-their-Responsible-Use-Position-Document-2014-pdf.pdf. (accessed April 10, 2015).
- [30] Seyyedi SM, Ajam H, Farahat S. A new approach for optimization of thermal power plant based on the exergoeconomic analysis and structural optimization method:

- Application to the CGAM problem 2010;51:2202–11. doi:10.1016/j.enconman.2010.03.014.
- [31] Zare V. A comparative exergoeconomic analysis of different ORC configurations for binary geothermal power plants. *Energy Convers Manag* 2015;105:127–38. doi:10.1016/j.enconman.2015.07.073.
- [32] Soltani R, Mohammadzadeh Keleshtery P, Vahdati M, Khoshgoftarmanesh MH, Rosen MA, Amidpour M. Multi-objective optimization of a solar-hybrid cogeneration cycle: Application to CGAM problem 2014;81:60–71. doi:10.1016/j.enconman.2014.02.013.
- [33] Ahmadi P, Dincer I, Rosen MA. Exergy, exergoeconomic and environmental analyses and evolutionary algorithm based multi-objective optimization of combined cycle power plants 2011;36:5886–98. doi:10.1016/j.energy.2011.08.034.
- [34] Jensen JK, Rothuizen ED, Markussen WB. Exergoeconomic optimization of coaxial tube evaporators for cooling of high pressure gaseous hydrogen during vehicle fuelling 2014;85:740–9. doi:10.1016/j.enconman.2014.02.023.
- [35] Bonhivers JC, Srinivasan B, Stuart PR. New analysis method to reduce the industrial energy requirements by heat-exchanger network retrofit: Part 1 - Concepts. *Appl Therm Eng* 2014:1–11. doi:10.1016/j.applthermaleng.2014.04.078.
- [36] Taal M, Bulatov I, Klemeš J, Stehlík P. Cost estimation and energy price forecasts for economic evaluation of retrofit projects. *Process Integr Model Optim Energy Sav Pollut Reduct* 2003;23:1819–35. doi:http://dx.doi.org/10.1016/S1359-4311(03)00136-4.
- [37] Deb K, Pratap A, Agarwal S, Meyarivan T. A fast and elitist multiobjective genetic algorithm: NSGA-II. *IEEE Trans Evol Comput* 2002;6:182–97. doi:10.1109/4235.996017.
- [38] Roosen P, Uhlenbruck S, Lucas K. Pareto optimization of a combined cycle power system as a decision support tool for trading off investment vs. operating costs. *Int J*

-
- Therm Sci 2003;42:553–60. doi:10.1016/S1290-0729(03)00021-8.
- [39] Zitzler E, Thiele L. Multiobjective evolutionary algorithms: a comparative case study and the strength Pareto approach. *IEEE Trans Evol Comput* 1999;3:257–71. doi:10.1109/4235.797969.
- [40] Zitzler E, Deb K, Thiele L. Comparison of multiobjective evolutionary algorithms: empirical results. *Evol Comput* 2000;8:173–95.
- [41] Konak A, Coit DW, Smith AE. Multi-objective optimization using genetic algorithms: A tutorial. *Reliab Eng Syst Saf* 2006;91:992–1007. doi:10.1016/j.res.2005.11.018.
- [42] Mathworks C. Computer Vision System Toolbox™ User's Guide R 2015 b 2015.
- [43] Seider, W.D. Seader, J.D. Lewin DR. *Product and Process Design Principles - Synthesis, Analysis, and Evaluation*. 2nd ed. John Wiley & Sons Ltd; 2003.
- [44] Chemical engineering. Economic indicators. *Chem Eng* 122(5) 2015:104.
- [45] Hydro-Québec. Comparison of electricity prices in major North American cities. Hydro-Québec 2014:27–8. http://www.hydroquebec.com/publications/en/comparison_prices/index.html (accessed March 21, 2016).
- [46] US Department of Energy. Benchmark the Fuel Cost of Steam Generation. *Energy Effic Renew Energy* 2012. doi:10.2172/875598.
- [47] Sorin M, Paris J. Integrated exergy load distribution method and pinch analysis. *Comput Chem Eng* 1999;23:497–507. doi:10.1016/S0098-1354(98)00288-9.
- [48] Bell IH, Wronski J, Quoilin S, Lemort V. Pure and pseudo-pure fluid thermophysical property evaluation and the open-source thermophysical property library coolprop. *Ind Eng Chem Res* 2014;53:2498–508. doi:10.1021/ie4033999.
- [49] Jaber H, Webb RL. Design of Cooling Towers by the Effectiveness-NTU Method. *J. Heat Transfer*, vol. 111, ASME, USA, 8p; 1989, p. 837. doi:10.1115/1.3250794.

- [50] ASHRAE Continues Work on Legionellosis Standard; Fourth Public Review Draft Slated for Summer 2014. <https://www.ashrae.org/news/2014/ashrae-continues-work-on-legionellosis-standard-fourth-public-review-draft-slated-for-summer> (accessed February 14, 2015).
- [51] Saidur R, Ahamed JU, Masjuki HH. Energy, exergy and economic analysis of industrial boilers. *Energy Policy* 2010;38:2188–97. doi:10.1016/j.enpol.2009.11.087.
- [52] Mathworks. MATLAB Primer, Global optimization toolbox user's guide R2015 b 2015.
- [53] Silla H. Chemical Process Engineering. New York: CRC Press; 2003.
- [54] Laumanns M, Thiele L, Deb K, Zitzler E. Combining convergence and diversity in evolutionary multiobjective optimization. *Evol Comput* 2002;10:263–82. doi:10.1162/106365602760234108.
- [55] Atlas RM. Legionella: From environmental habitats to disease pathology, detection and control. *Environ Microbiol* 1999;1:283–93.